



تجمع المعهد الجزائري للبترول الجامعة المشتركة

GROUPEMENT «INSTITUT ALGERIEN DU
PETROLE, CORPORATE UNIVERSITY» IAP-CU

FORMATION INDUSTRIE

Centre des Techniques Appliquées de SKIKDA

SEMINAIRE

Diagnostic par Analyse Vibratoire Pour Machines Tournantes

Date du séminaire : 15 au 20 Mai 2006

Animateurs :

Mrs: - D.MEDJADI

- F. TACHI

Site : Centre DP – Hassi R'mel

SOMMAIRE

Chapitre I - Appréciation globale des machines tournantes.....	2
1.1. Objectif	2
1.2. Les différentes formes de vibrations	2
1.2.1. Vibrations harmoniques.....	2
1.2.2. Vibrations périodiques.....	3
1.2.3. Vibrations apériodiques.....	3
1.3. Vocabulaire.....	4
1.4. Les grandeurs de mesure.....	5
1.4.1. Déplacement vibratoire $s(t)$	5
1.4.2. Vitesse vibratoire $v(t)$	5
1.4.3. Accélération vibratoire $a(t)$	6
1.4.4. Relations entre A, V et S.....	6
1.4.5. Décibel.....	7
1.4.6. La mesure de A, V et S dans la pratique.....	8
1.5. Les modes de détection.....	8
1.5.1. Valeur efficace X_{eff}	9
1.5.2. Valeur crête X_c	9
1.5.3. Valeur crête à crête X_{cc}	9
1.5.4. Relation entre les différents modes de détection.....	9
1.5.5. Valeur crête ou crête à crête vraie et calculée.....	10
1.5.6. La classification des signaux.....	11
1.5.6.1. L'espace temps et l'espace fréquence.....	11
1.5.6.2. L'échelle logarithmique.....	13
1.6. Intensité vibratoire.....	15
1.6.1. La mesure en bande large.....	15
1.6.2. Les pointes de mesurage.....	15
1.6.3. Vibrations absolues de paliers.....	17
1.6.4. Vibrations relatives d'arbre.....	19
1.6.5. Mesure des vibrations relatives et absolues d'arbre.....	22

1.6.6.	Mesure des chocs de roulements.....	23
1.6.6.1.	La mesure du BCU.....	23
Chapitre II - Elements communs aux differentes machines tournantes.....		25
2.1.	Relation entre le phenomene physique et la mesure.....	25
2.2.	Les roulements.....	25
2.2.1	Causes et types de dégâts.....	26
2.2.2.	Génération de vibrations sur un roulement défectueux.....	27
2.2.3.	Propagation de l'onde de choc.....	29
2.2.4.	Méthodes de diagnostic sur les roulements.....	32
2.3.	Les engrenages.....	32
2.3.1.	Fréquences caractéristiques générées par les engrenages.....	33
2.4.	Transmission par courroie ou par bande.....	33
Chapitre III -Mesurage des vibrations.....		36
3.1.	Introduction - Historique.....	36
3.2.	Interret du mesurage des vibrations.....	36
3.3.	Mesurage des vibrations.....	37
3.3.1.	Chaîne de mesurage.....	37
3.3.2.	Caractéristiques d'un instrument de mesurage des vibrations.....	37
3.3.3.	Techniques de mesurage.....	38
A.	Systèmes de mesurage des vibrations linéaires absolues.....	39
B.	Systèmes de mesurage des déplacements linéaires relatifs.....	42
3.4.	Fixation des capteurs	46
Chapitre IV -Typologie spectrale.....		49
4.1.	Problemes electriques.....	49
4.1.1.	Excentricité du stator, courts-circuits et pertes dans le fer.....	49
4.1.2.	Excentricité de l'ouverture de passage de l'air.....	49
4.1.3	Problèmes relatifs au rotor.....	50
4.1.4.	Problèmes de câblage.....	51
4.1.5.	Moteurs synchrones.....	51
4.1.6.	Problèmes relatifs aux moteurs à courant continu.....	52
4.2.	Problemes de courroie d'entrainemet.....	52
4.2.1	Usure, glissement ou courroies inadaptées.....	52

4.2.2.	Désalignement courroie/poulie.....	53
4.2.3.	Poulie excentrique.....	53
4.2.4.	Résonance de la courroie.....	54
4.3.	Problèmes relatifs aux engrenages.....	54
4.3.1.	Le spectre d'un engrenage sain.....	54
4.3.2.	Denture d'engrenage usée.....	55
4.3.3.	Denture chargée.....	55
4.3.4.	Engrenage excentrique et répercussion (contre coup).....	56
4.3.5.	Désalignement de la roue dentée.....	56
4.3.6.	Craquelure ou cassure des dents de la roue.....	57
4.4.	Les contraintes hydrauliques et aérodynamiques.....	57
4.4.1.	Passage des pales et des aubes.....	57
4.4.2.	Turbulence des écoulements.....	58
4.4.3.	Cavitation.....	58
4.5.	Les balourds.....	59
4.5.1.	Le balourd statique.....	59
4.5.2.	Le balourd dynamique.....	60
4.5.3.	Déséquilibre d'un rotor en porte à faux.....	61
4.5.4.	Rotor excentrique.....	62
4.5.5.	Arbre fléchi.....	63
4.6	Desserrage mécanique: Desserrage des fixations mécaniques.....	64
4.7	Désalignement.....	67
4.7.1.	Désalignement angulaire.....	67
4.7.2.	Désalignement parallèle.....	68
4.7.3.	Désalignement du roulement monte de travers sur l'arbre.....	69
4.8.	Résonance.....	70
4.9.	Roulement de palier.....	71
4.10	Frottement du rotor.....	73
4.11	Palier lisse.....	74
4.11.1.	Usure et problèmes de jeu.....	74
4.11.2.	Instabilité du coin et du film d'huile.....	74
4.12	Vibrations dues aux chocs.....	75
Chapitre V - Etudes de cas.....		78

Chapitre I

Appréciation globale des machines tournantes

Chapitre I

Appréciation globale des machines tournantes

1.1. Objectif :

Les machines sont constituées d'éléments simples, assemblés entre eux. La défaillance de l'un de ces éléments peut être détectée par l'observation des signaux des capteurs qui mesurent les paramètres relatifs à ces éléments. Pour un suivi correct, les machines doivent être jugées à l'aide de paramètres présentant deux qualités essentielles :

- Simplicité de la prise de mesure ;
- Signification importante de leur contenu.

Ces paramètres peuvent être dits de *performance* (consommation, débit, qualité et/ou qualité du produit fini, etc) ou de *comportement* (état vibratoire, chocs des roulements, bruit, température, etc).

Roulement à bille, paliers, arbres, accouplements, etc, peuvent être caractérisés, en particulier sur le plan vibratoire, par des formes de signaux et des traitements particuliers.

1.2. Les différentes formes de vibrations :

On classe généralement les vibrations d'après l'évolution de la variable considérée dans le temps (périodicité). On distingue ainsi les vibrations :

- harmoniques
- périodiques
- apériodiques

1.2.1. Vibrations harmoniques :

Une vibration harmonique est une vibration dont le diagramme *amplitude-temps* est représenté par une sinusoïde (Fig1.1).

Le meilleur exemple d'une vibration harmonique est celle générée par le balourd d'un rotor en mouvement.

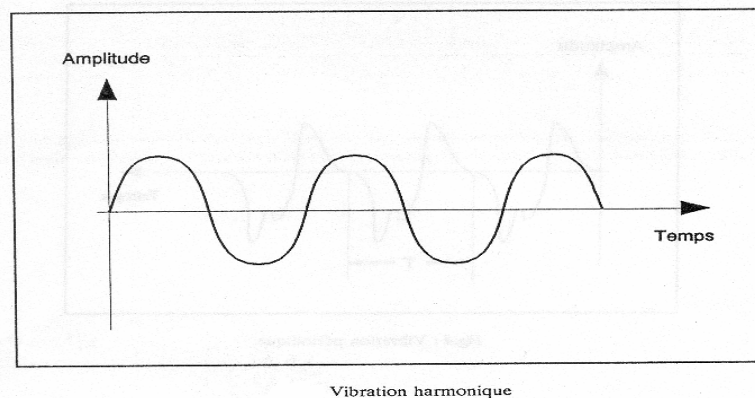


Fig 1.1 : Vibration harmonique

Elle est décrite par l'équation suivante :

$$x(t) = X \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi) \quad (1.1)$$

avec :

ω = vitesse angulaire ou pulsation du mouvement ($2\pi f$)

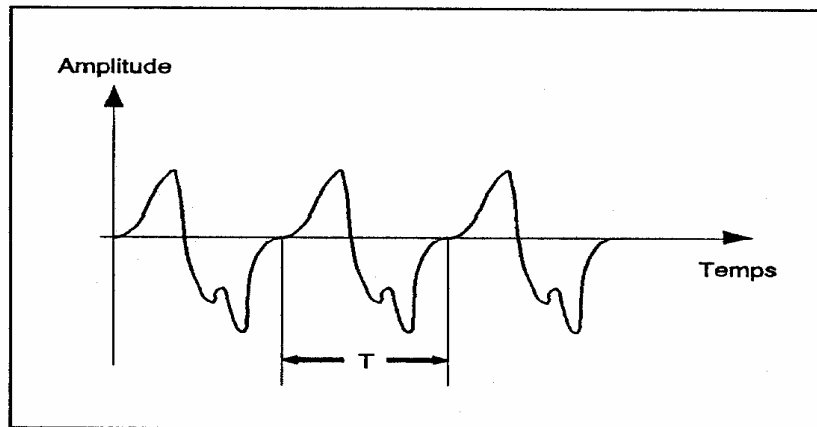
f = fréquence du mouvement

φ = phase du mouvement par rapport à un repère dans le temps

1.2.2. Vibrations périodiques :

Une vibration périodique est telle qu'elle se reproduit exactement après un certain temps appelé *période* (Fig1.2). Une telle vibration est créée par une excitation elle-même périodique. C'est le cas le plus fréquent rencontré sur les machines.

Une vibration périodique est la composée de plusieurs vibrations harmoniques.



Vibration périodique

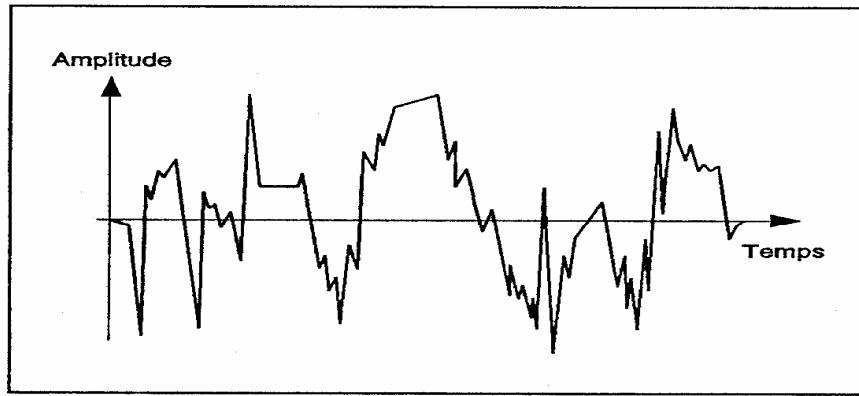
Fig1.2 : Vibration périodique

Elle est décrite par l'équation suivante :

$$x(t) = \sum_{i=1}^n X_i \cdot \sin(\omega_i \cdot t + \varphi_i) \quad (1.2)$$

1.2.3. Vibrations apériodiques :

Une vibration apériodique est telle que son comportement temporel est quelconque, c'est-à-dire que l'on n'observe jamais de reproductibilité dans le temps (Fig1.3). C'est le cas des chocs que l'on enregistre sur un broyeur.



Vibration apériodique

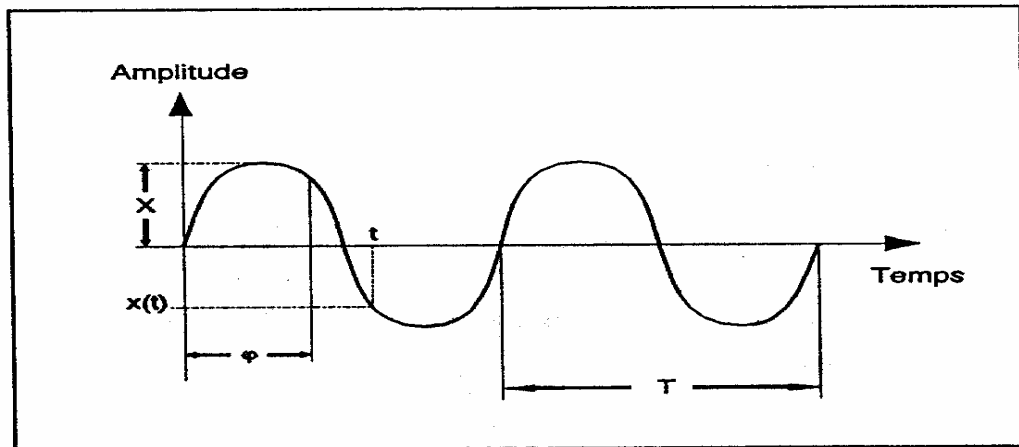
Fig1.3 : Vibration Apériodique

Elle est décrite par l'équation suivante :

$$x(t) = \sum_{i=1}^{\infty} X_i \cdot \sin(\omega_i t + \varphi_i) \quad (1.3)$$

1.3. Vocabulaire :

Ce chapitre fait appel à un vocabulaire qu'il convient de définir au préalable.



Grandeurs remarquables

Fig 1.4 : Grandeurs remarquables

Variable $x(t)$: C'est la variable instantanée de la grandeur considérer.

Module X : C'est la plus grande valeur que la variable $x(t)$ puisse prendre.

Période T : C'est l'intervalle de temps au bout duquel la variable $x(t)$ reprend la même valeur dans la même direction (unité : seconde[s]).

Fréquence f : C'est le nombre de périodes par unité de temps. La fréquence est l'inverse de la période. $F=1/T$. Unité :

- Le hertz [Hz], égal à 1 cycle par seconde
- Le cycle par minute [cpm]

Pulsation ω : Encore appelée vitesse angulaire, sa formule est :

$$\omega = 2\pi.f \quad (\text{unité : radian/seconde [rad/s]})$$

Phase φ : La phase est représentative du temps qui s'écoule entre une référence que l'on se donne et l'instant que l'on considère. Elle est exprimée en unités d'angle, sachant que :

$$\begin{aligned} t = 0 & \quad \varphi = 0 \text{ rad} \\ t = T & \quad \varphi = 2\pi.f \text{ rad } (360^\circ) \end{aligned}$$

La notion de phase n'a de signification que pour une vibration harmonique.

1.4. Les grandeurs de mesure :

Une vibration mécanique peut être mesurée selon les trois grandeurs suivantes :

- déplacement
- vitesse
- accélération

1.4.1 Déplacement vibratoire $s(t)$:

Le déplacement $s(t)$ d'une variable harmonique est décrit par l'équation suivante :

$$s(t) = S.\sin(\omega t + \varphi) \quad (1.4)$$

Les unités couramment utilisées sont le *micromètre* [μm] et le *millième d'inch* [mil] = 25 μm .

1.4.2 Vitesse vibratoire $v(t)$:

La vitesse $v(t)$ de cette vibration s'obtient par dérivation de l'équation précédente :

$$v(t) = \frac{d(s)}{dt} = S.\omega.\cos(\omega t + \varphi) \quad (1.5)$$

$$v(t) = S.\omega.\sin[\omega t + \varphi + \frac{\pi}{2}] \quad (1.6)$$

$$v(t) = V.\sin[\omega t + \varphi + \frac{\pi}{2}] \quad (1.7)$$

Les unités couramment utilisées sont le *millimètre* par seconde [mm/s] ou l'*Inch par seconde* [IPS], avec 1 IPS = 25,4 mm/s.

1.4.3 Accélération vibratoire $a(t)$:

L'accélération $a(t)$ de cette vibration s'obtient par la dérivation de l'équation précédente :

$$a(t) = \frac{d(v)}{dt} = V \cdot \omega \cdot \cos[\omega t + \varphi + \frac{\pi}{2}] \quad (1.8)$$

$$a(t) = A \cdot \sin(\omega t + \varphi + \pi) \quad (1.9)$$

$$a(t) = -A \cdot \sin(\omega t + \varphi) \quad (1.10)$$

Les unités couramment utilisées sont le mètre par seconde au carré [m/s^2] ou le [g], g étant l'unité d'accélération de la pesanteur. A Paris, $1g = 9,81\text{m/s}^2$.

1.4.4 Relations entre A, V et S :

Il ressort des équations précédentes les relations suivantes entre les modules et les phases :

-Modules

$$|S| = \frac{|V|}{\omega} = \frac{|A|}{\omega^2} \quad (1.11)$$

$$|V| = |S| \cdot \omega = \frac{|A|}{\omega} \quad (1.12)$$

$$|A| = |V| \cdot \omega = |S| \cdot \omega^2 \quad (1.13)$$

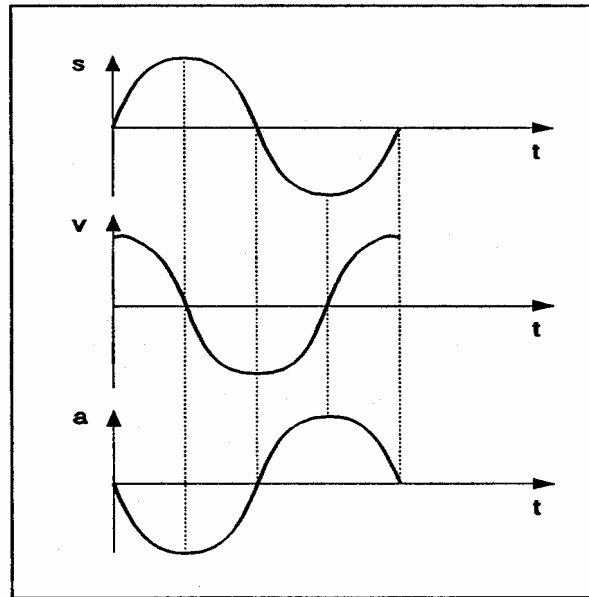
On notera que ces dernières relations, ne sont valables que pour des vibrations purement harmoniques (à un seul ω). Ces équations montrent que l'on choisira préférentiellement :

- La grandeur déplacement pour détecter des phénomènes à *basse fréquence* ($\omega = 2\pi f$ petit)
- La grandeur accélération pour détecter des phénomènes à *haute fréquence* ($\omega = 2\pi f$ grand)
- La grandeur vitesse pour détecter des phénomènes se situant dans une large gamme de fréquence ($\omega = 2\pi f$ moyen)

-Phases

La vitesse vibratoire est déphasée de $+\frac{\pi}{2}$ par rapport au déplacement vibratoire ;

L'accélération vibratoire est déphasée de $+\frac{\pi}{2}$ par rapport à la vitesse et de $+\pi$ par rapport au déplacement vibratoire.



Relation de phase entre A, V et S

Fig1.5 : Relation de Phase entre A, V et S

1.4.5 Décibel

On appelle décibel [dB] une unité sans dimension mesurant le rapport N de deux puissances W_1 et W_2 . par définition :

$$N[dB]=10.\log_{10}\frac{W_1}{W_2} \quad (1.14)$$

Les [dB] sont utilisés pour représenter simultanément sur un même graphique des amplitudes très faibles et très élevées.

Dans l'équation aux dimensions de la puissance mécanique, celle-ci est proportionnelle au carré des déplacements, des vitesses ou des accélérations.

On obtient ainsi les relations suivantes :

$$NW[dB]=10.\log_{10}\frac{W}{W_0} \quad (1.15)$$

$$NS[dB]=20.\log_{10}\frac{S}{S_0} \quad (1.16)$$

$$NV[dB]=20.\log_{10}\frac{V}{V_0} \quad (1.17)$$

$$NA[dB]=20.\log_{10}\frac{A}{A_0} \quad (1.18)$$

Où :

- S, V et A sont respectivement le déplacement, la vitesse et l'accélération efficace de la vibration considérée
- S_0, V_0 et A_0 sont respectivement le déplacement, la vitesse et l'accélération efficaces, d'une vibration de référence

Cette unité, principalement employée pour quantifier un niveau de bruit, est en réalité une unité relative pouvant qualifier n'importe quelle grandeur X par rapport à une grandeur X_0 de référence.

1.4.6 la mesure de A, V et S dans la pratique :

Si l'on peut passer indifféremment, par le calcul, d'une grandeur à l'autre à condition de connaître ω , il faut retenir que dans la pratique, on peut intégrer par un moyen électronique, mais que dériver un signal par ce même moyen crée un important bruit de fond qui affecte la qualité de la mesure.

Signal original	Peut être mesuré en
Accélération	→ accélération → \int → vitesse → \int → déplacement
Vitesse	→ vitesse → \int → déplacement
Déplacement	→ déplacement

Mesures possibles à l'aide d'un moyen électronique

Fig1.6 : Mesures possibles a l'aide d'un moyen électronique

1.5. Les modes de détection :

En mesure vibratoire, on utilise couramment trois modes de détection (fig1.7) :

- Valeur efficace
- Valeur crête
- Valeur crête à crête

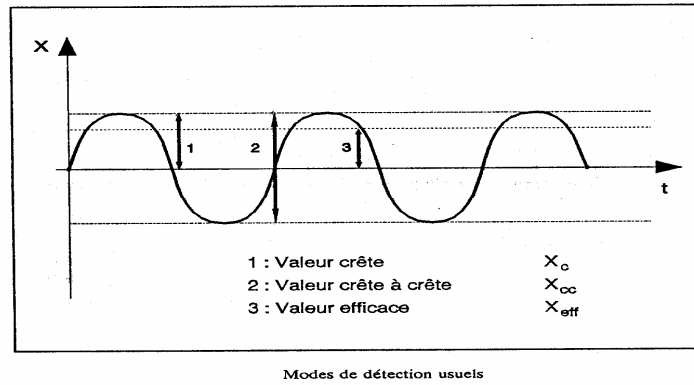


Fig1.7 : Modes de détection usuels

1.5.1. Valeur efficace X_{eff} :

Pour une vibration périodique, la valeur efficace est la moyenne quadratique des valeurs efficaces de chacune des vibrations harmoniques la constituant :

$$X_{eff} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (X_{1eff}^2 + X_{2eff}^2 + \dots + X_{neff}^2)} \quad (1.19)$$

Dans la littérature, X_{eff} peut également être notée X_{rms} (rms = root mean square).

1.5.2. Valeur crête X_c

La valeur crête d'une vibration est la valeur maximale prise par la variable $x(t)$ dans l'un des sens positif ou négatif.

Dans la littérature, X_c peut également être notée X_p (peak) ou X_s (spitze) ou encore X_{Δ} .

1.5.3. Valeur crête à crête X_{cc}

La valeur crête à crête d'une vibration est la somme des valeurs crêtes pour les sens positif et négatif.

Dans la littérature, X_{cc} peut également être notée X_{pp} (peak to peak) ou X_{ss} (spitze-spitze) ou encore X_{Δ} .

1.5.4. Relation entre les différents modes de détection

Pour une vibration *harmonique*, à l'exclusion de toute autre vibration périodique, les relations suivantes sont vérifiées :

$$X_{eff} = \frac{X_c}{\sqrt{2}} = \frac{X_{cc}}{2\sqrt{2}} \quad (1.20)$$

$$X_c = X_{eff} \cdot \sqrt{2} = \frac{X_{cc}}{2} \quad (1.21)$$

$$X_{cc} = X_{eff} \cdot 2\sqrt{2} = 2 \cdot X_c \quad (1.22)$$

Utilisation des différents modes de détection

- On choisira de faire une mesure efficace lorsque l'on cherchera à apprécier l'**énergie** mise en jeu dans la machine (effet de la moyenne quadratique).
- On choisira de faire des mesures crête ou crête à crête lorsque l'on cherche à apprécier les **contraintes** maximales subies par la machine (effet des valeurs maximales).

1.5.5. Valeur crête ou crête à crête vraie et calculée

Les valeurs crête ou crête définies ci-dessus sont des valeurs vraies car elles sont effectivement l'image des contraintes subies par la machine.

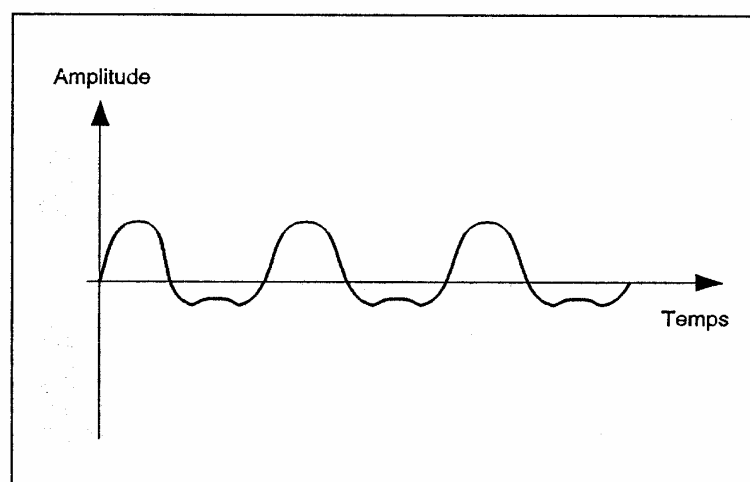
Certains appareils de mesure délivrent des valeurs crête ou crête à crête qui sont calculées à partir de la valeur efficace par les relations suivantes :

$$X_{cal}^{\Delta} = X_{eff} \cdot \sqrt{2} \quad (1.23)$$

$$X_{\nabla cal}^{\Delta} = X_{eff} \cdot 2\sqrt{2} \quad (1.24)$$

Ces mesures sont rigoureusement exactes lorsque l'on a affaire à une vibration harmonique. Elles sont absolument fausses dès que l'on a affaire à un mélange d'au moins deux vibrations, car il faut tenir compte de la phase de chacune des vibration

Exemple : Composition de deux vibrations harmoniques de modules X_1 et X_2 , et de fréquences f_1 et f_2 .



Composition de deux vibrations harmoniques

Fig1.8 : Composition de deux vibrations harmoniques

1.5.6. La classification des signaux

Ils peuvent s'inscrire dans deux grandes familles, elles-mêmes subdivisées (voir Fig .1.9)

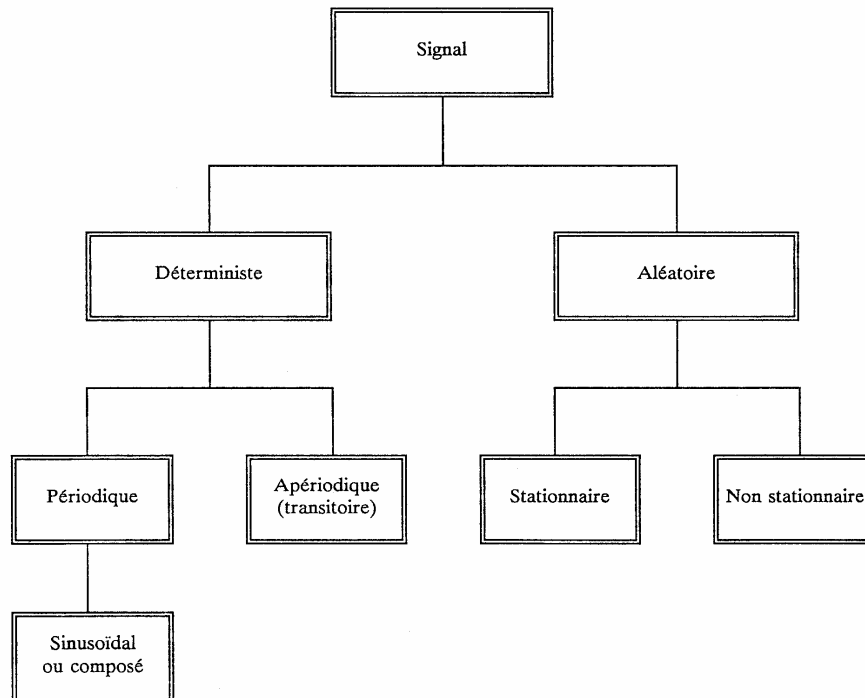


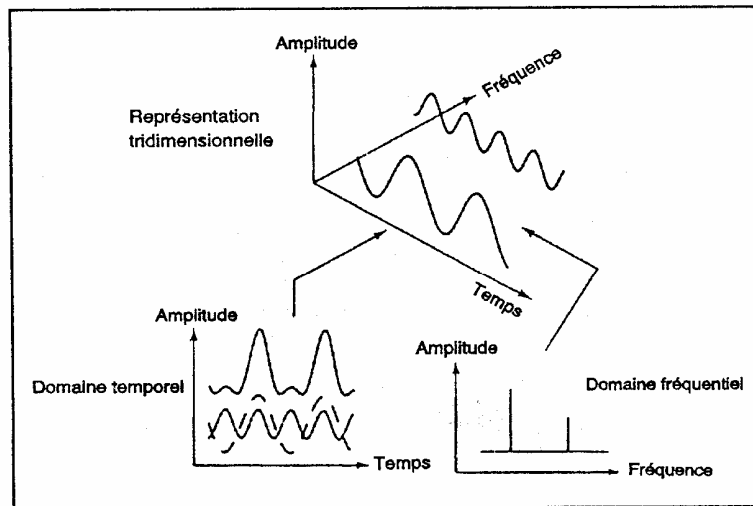
Fig1.9 : Différents types de signaux

- Les signaux déterministes peuvent être décrits complètement par une fonction mathématique précise.

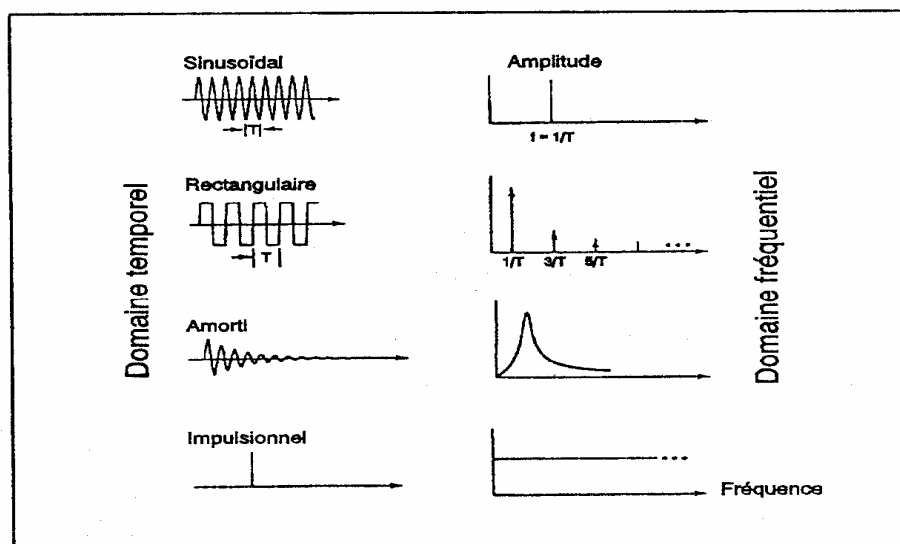
- Les signaux aléatoires ne peuvent être décrits que par des propriétés de statistique ou de probabilité. Pour un signal stationnaire, les propriétés statistiques sont indépendantes du temps (mesures stables et comparables dans le temps, par exemple bruit, cavitation des pompes).

1.5.6.1. L'espace temps et l'espace fréquence

La représentation graphique des signaux peut être réalisée de deux manières, en amplitude fonction du temps ou en amplitude fonction de la fréquence (Fig 1.10).



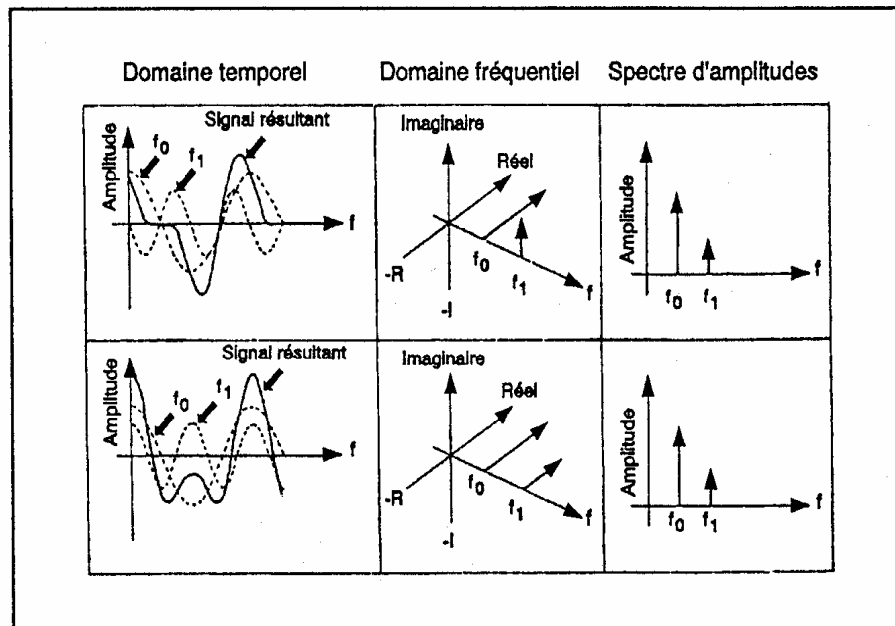
Représentation d'un signal périodique en fonction du temps ou de la fréquence

Fig1.10 : Représentation d'un signal périodique en fonction du temps ou de la fréquence

Exemples de représentations en temps ou en fréquence

Fig1.11 : Exemples de représentation en temps ou en fréquence

Les deux types de représentations sont riches en enseignements. Toute fois, si la représentation en fonction de la fréquence, appelée spectre, est plus facilement interprétable lorsque le signal est périodique, la notion de déphasage entre deux composantes est totalement absente.

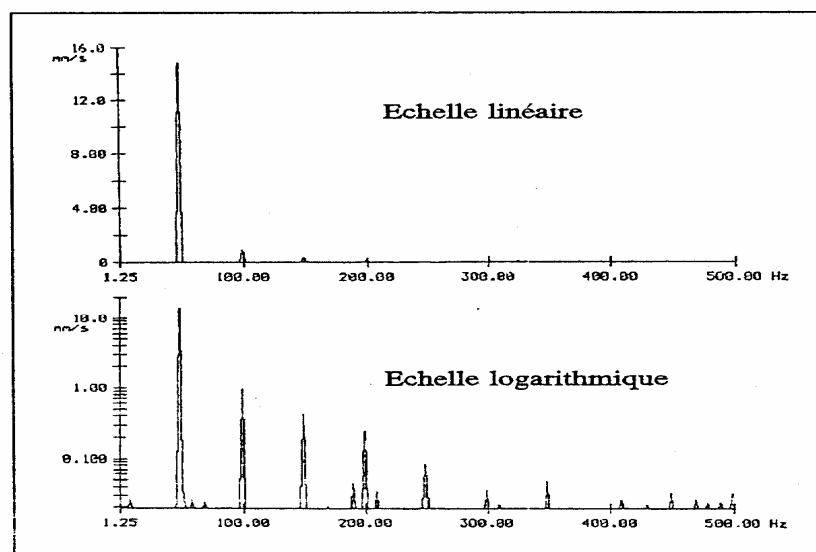


Perte de la notion de déphasage dans la représentation fréquentielle

Fig1.12 : Perte de la notion de déphasage dans la représentation fréquentielle

1.5.6.2. L'échelle logarithmique

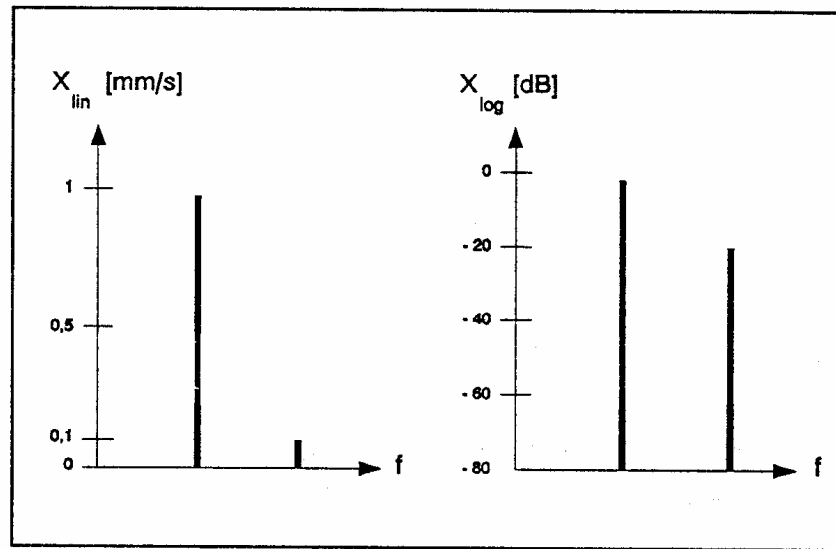
Elle est particulièrement intéressante pour décrire les amplitudes car elle présente la particularité de dilater les bas niveaux et de compresser les hauts, ce qui est nécessaire pour visualiser sur un même diagramme des composantes dont le rapport des amplitudes peut atteindre un facteur 1000.



Différence entre représentations spectrales linéaire et logarithmique (en amplitude)

Fig 1.13 : Différence entre la représentation linéaire et logarithmique (en amplitude)

Pour la mesure de vibration, le niveau de référence est celui de la composante du signal, les autres s'expriment par rapport à elle en valeur de dB négatives.



Echelle linéaire et échelle logarithmique pour l'amplitude

Fig 1.14 : Echelle linéaire et échelle logarithmique

Quelques valeurs à connaître :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{X}{X_0} = 1 \Rightarrow 0dB \\ \frac{X}{X_0} = 2 \Rightarrow 6dB \\ \frac{X}{X_0} = 3,16 \Rightarrow 10dB \\ \frac{X}{X_0} = 10 \Rightarrow 20dB \\ \frac{X}{X_0} = 100 \Rightarrow 40dB \\ \frac{X}{X_0} = 1000 \Rightarrow 60dB \end{array} \right.$$

Par ailleurs, l'utilisation de l'échelle logarithmique sur l'axe des fréquences peut permettre dans certains cas une visualisation complète du comportement de la machine en favorisant la précision de la représentation pour les phénomènes à basse fréquence.

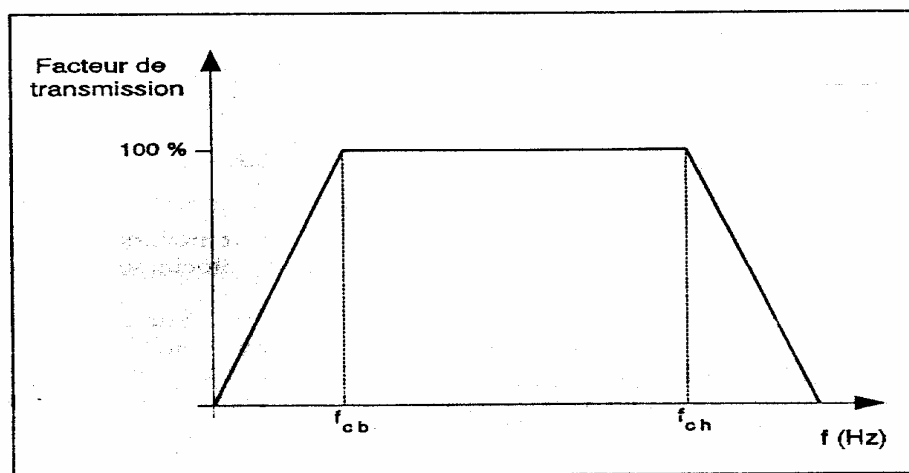
1.6. Intensité vibratoire :

Selon la norme AFNOR E 90-301 « l'intensité vibratoire est une grandeur caractérisant, de façon simple et globale, l'état vibratoire d'une machine. »

Dans le jargon de la vibration, l'intensité vibratoire a pour synonymes : *sévérité vibratoire*, *mesure globale*, *tranquillité de marche*. Tout cela montre que cette mesure permet de porter un jugement simple mais grossier sur l'état d'une machine, sans préjuger de l'origine des éventuels défauts. La mesure la plus facile de l'intensité vibratoire d'une machine consiste à poser la main sur un palier pour apprécier le comportement.

1.6.1. La mesure en bande large

En première approche, une mesure des vibrations sur tout le domaine des fréquences devrait répondre au but recherché. En pratique, on utilise un filtre *passe-bande*, qui permet de ne prendre en compte que les phénomènes vibratoires intéressants pour la mesure.



Filtre passe-bande (f_{cb} = fréquence de coupure basse et f_{ch} = fréquence de coupure haute)

Fig1.15 : Filtre passe-bande

1.6.2. Les points de mesure :

La plupart des vibrations de machines sont issues des parties tournantes ou oscillantes. Elles peuvent être d'origine mécanique, électromagnétique, hydraulique, etc.

Elles sont transmises à la structure par l'intermédiaire des paliers, et aux fondations par l'intermédiaire des paliers, et aux fondations par l'intermédiaire des fixations. On conçoit aisément que les meilleurs points de mesure dans le cadre de la maintenance des machines sont les paliers et qu'il serait déraisonnable de prendre des mesures sur le cadre (Fig. 1.16).

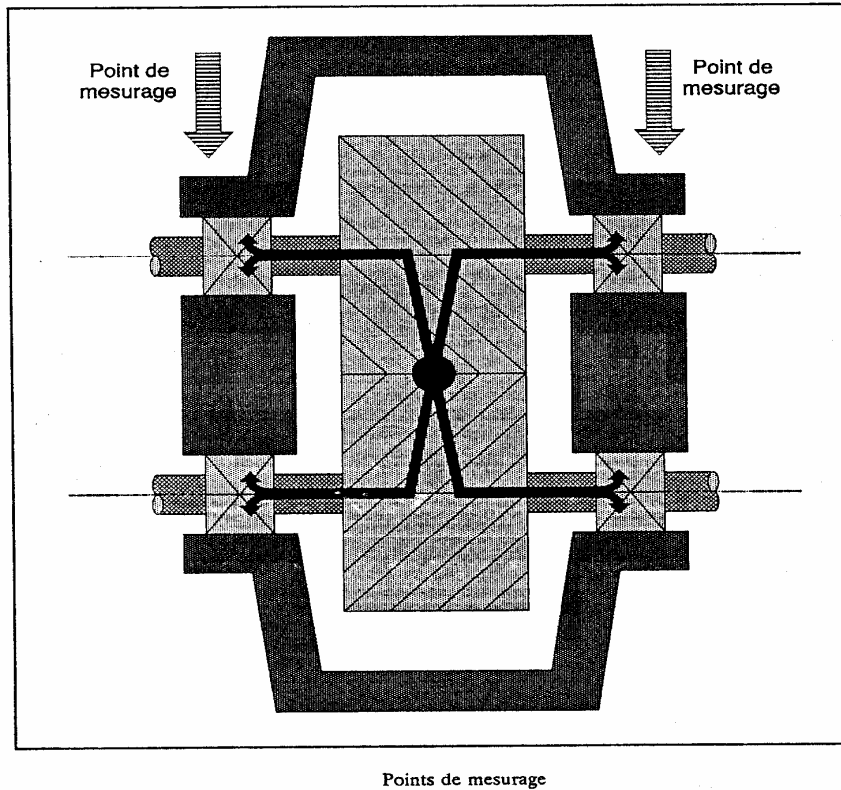


Fig 1.16 : Points de mesure

La transmission de ces vibrations dépendra de plusieurs paramètres aux quels il faudra adapter le mode de mesure (Fig. 1.17).

- Paliers à roulements : la transmission des vibrations aux paliers est bonne. Aussi suffira-t-il de mesurer les vibrations absolues de paliers à l'aide d'un vélocimètre ou d'un accéléromètre.
- Paliers à film fluide : La transmission des vibrations aux paliers est mauvaise. Aussi devra-t-on mesurer de préférence les vibrations relatives d'arbre. Cette technique est plus délicate car l'implantation des capteurs ainsi que la préparation de leur piste de mesure doivent être prévues par le constructeur de la machine. Si ces conditions ne sont pas remplies, on préférera alors la mesure des vibrations absolues de paliers.
- Le mesurage sur les fixations présente en maintenance un intérêt moindre mais trouve son application lorsque la machine perturbe son environnement : bâtiment, salle de métrologie à proximité.

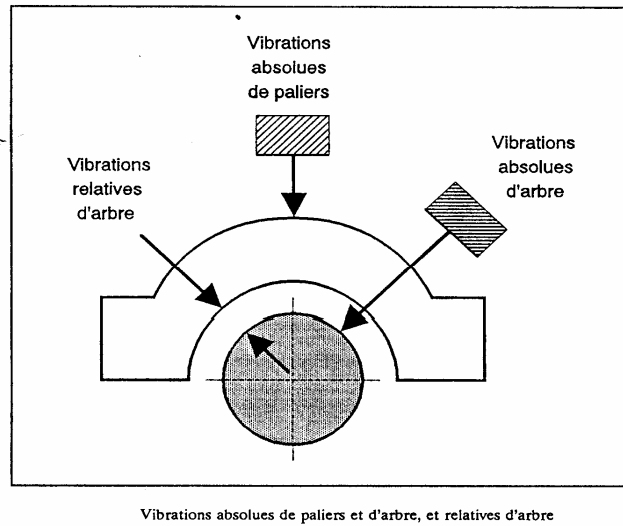


Fig. 1.17 : Mesure de vibration relative et absolue

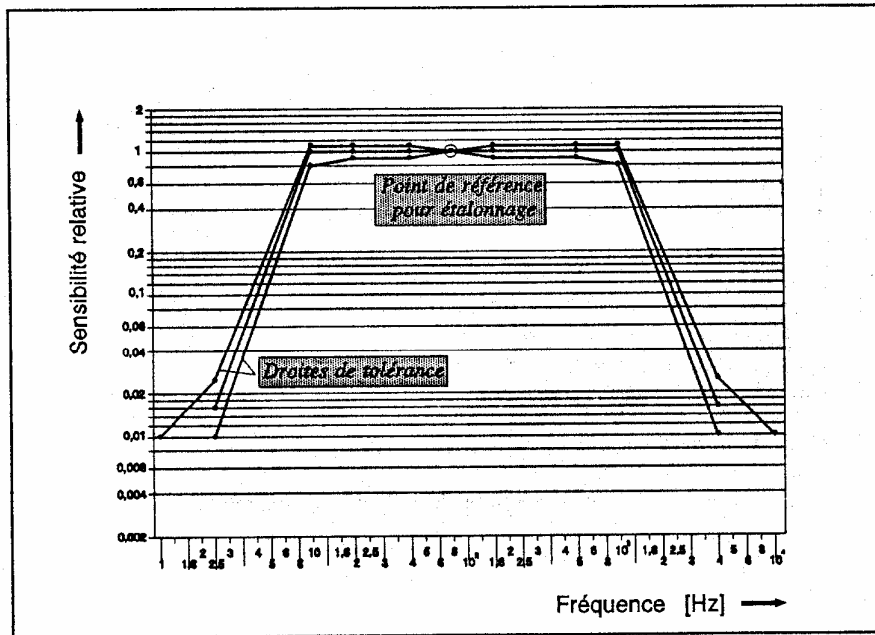
1.6.3. Vibrations absolues de paliers :

Dans ce type de mesure, nous allons appréhender les vibrations apparaissant à la surface de la machine, et plus particulièrement sur les paliers. La grandeur de mesure est la vitesse vibratoire efficace V_{eff} . Elle est définie par les équations suivantes :

$$V_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T V^2(t) \cdot dt} \quad (1.25)$$

$$V_{eff} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (V_{1eff}^2 + V_{2eff}^2 + \dots + V_{neff}^2)} \quad (1.26)$$

Où V_{neff} est la vitesse vibratoire efficace de la composante à la fréquence f_n . La gamme de fréquence de l'appareillage doit être comprise entre 10 et 1000 Hz.



Filtre passe-bande 10 - 1 000 Hz pour le mesurage de l'intensité vibratoire

Fig1.18 : Filtre passe-bande 10 – 1000 Hz

La norme française AFNOR E 90-301 préconise des relevés vibratoires sur chaque palier, support et bride, dans trois directions perpendiculaires entre elles. Elle propose des seuils de jugement, en fonction des types de fixation (rigide ou souple), qui déterminent les domaines suivants :

Intensité vibratoire V_{eff} [mm/s]	Classification des supports	
	Supports rigides	Supports souples
0,45	bon	bon
0,71		
1,12		
1,8		
2,8	satisfaisant	satisfaisant
4,5		
7,1	médiocre	médiocre
11,2		
18,0	inadmissible	inadmissible
28,0		
71,0		

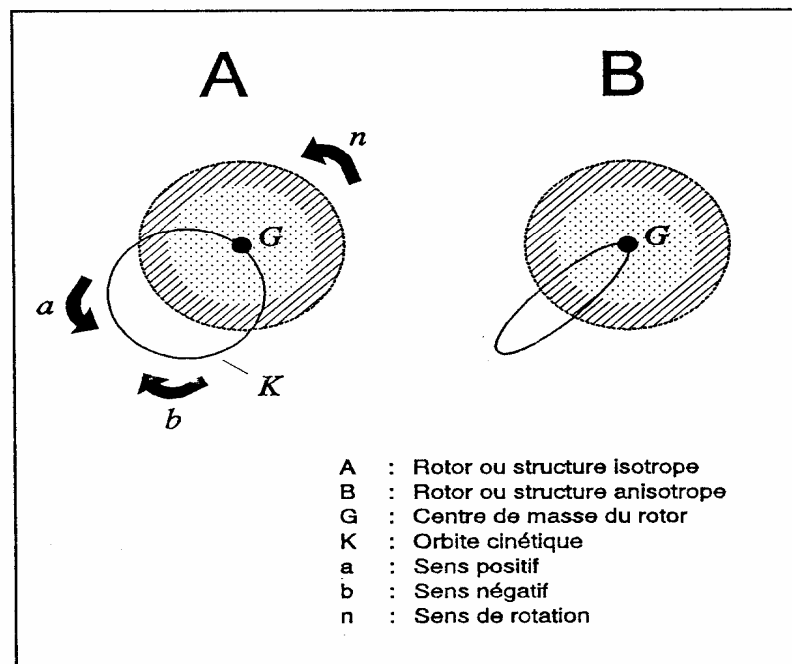
Seuils de jugement selon AFNOR E 90-301

Fig 1.19 : Seuil de jugement selon la norme AFNOR E 90-301

1.6.4. Vibrations relatives d'arbre

On entend par vibration relative d'arbre les mouvements rapides de l'arbre par rapport à ses paliers. Elles représentent les réactions du rotor aux forces alternatives agissant sur lui.

Par exemple, un rotor balourdé est le siège de vibrations d'arbre : son centre de masse se déplace sur une orbite appelée *orbite cinétique*.



Différentes orbites cinétiques dues uniquement à un déséquilibre

Fig 1.20 : Différentes orbites cinématiques dues à un déséquilibre

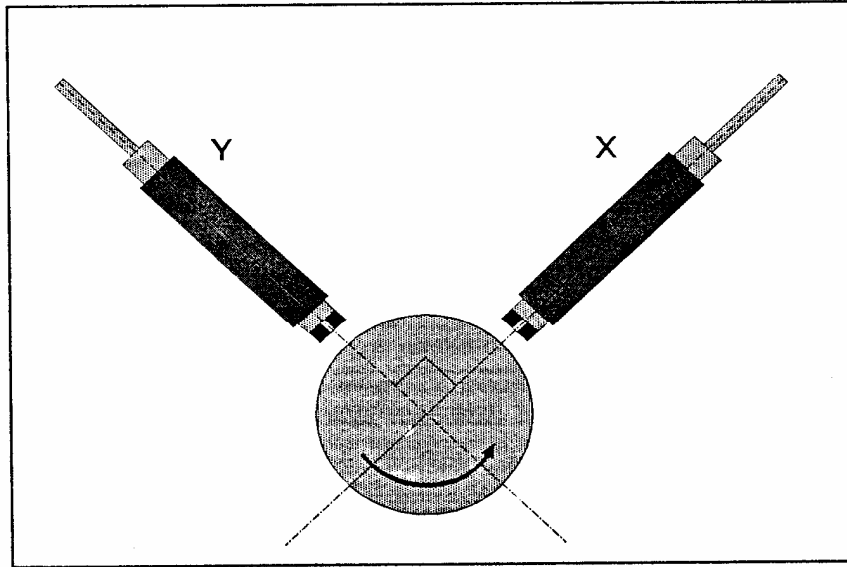
Dans le cas idéal d'un arbre isotrope ayant son balourd pour seul excitateur de vibration, l'orbite cinétique, dans n'importe quel plan perpendiculaire à l'axe de rotation, est un cercle parfait.

En règle générale, les rotors ne sont pas isotropes, c'est-à-dire qu'il sont susceptibles de se déformer avec des amplitudes différentes selon deux directions préférentielles. Leur orbite cinétique prend alors la forme d'une ellipse. Dans les cas extrêmes d'anisotropie, l'orbite est un segment de droite.

Le sens de parcours de l'orbite est, dans des cas, identique au sens de rotation (sens positif). Le sens négatif se rencontre néanmoins parfois.

La mesure de l'orbite cinétique se fait pratiquement à l'aide de capteur sans contact fonctionnant sur le principe de courants de Foucault. Ces capteurs appréhendent toutes les vibrations dont les fréquences se situent entre 0 et 10000 Hz.

On dispose deux capteurs sans contact dans les paliers. Ces capteurs doivent être situés à 90° l'un de l'autre dans un même plan.

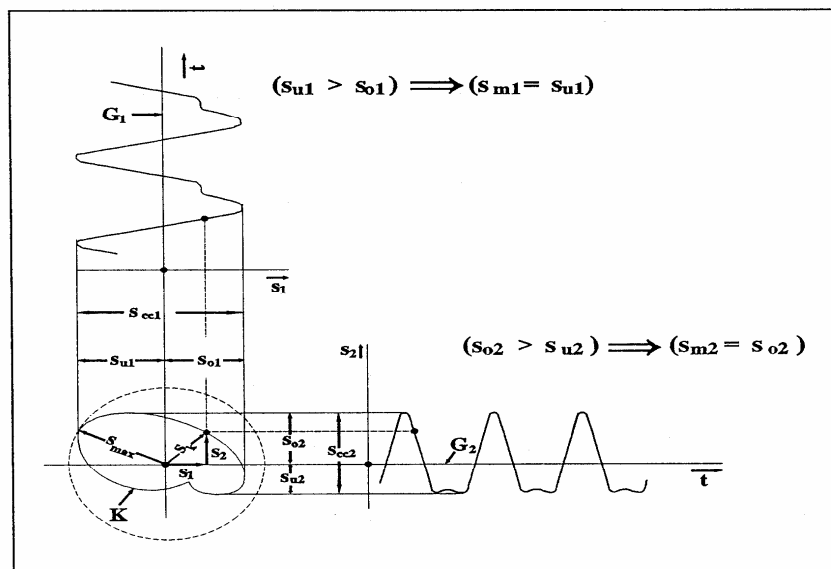


Montage typique de deux capteurs sans contact permettant de mesurer l'orbite cinétique d'un arbre dans ses paliers

Fig 1.21 : Montage typique de deux capteurs sans contact permettant de mesurer l'orbite cinétique d'un arbre dans ses paliers

Chaque capteur mesure à chaque instant t l'amplitude $s(t)$ de la vibration dans sa direction de montage propre.

L'addition vectorielle des deux signaux donne à chaque moment la valeur instantanée de la vibration réelle et donc, sur un tour d'arbre, l'orbite cinétique.



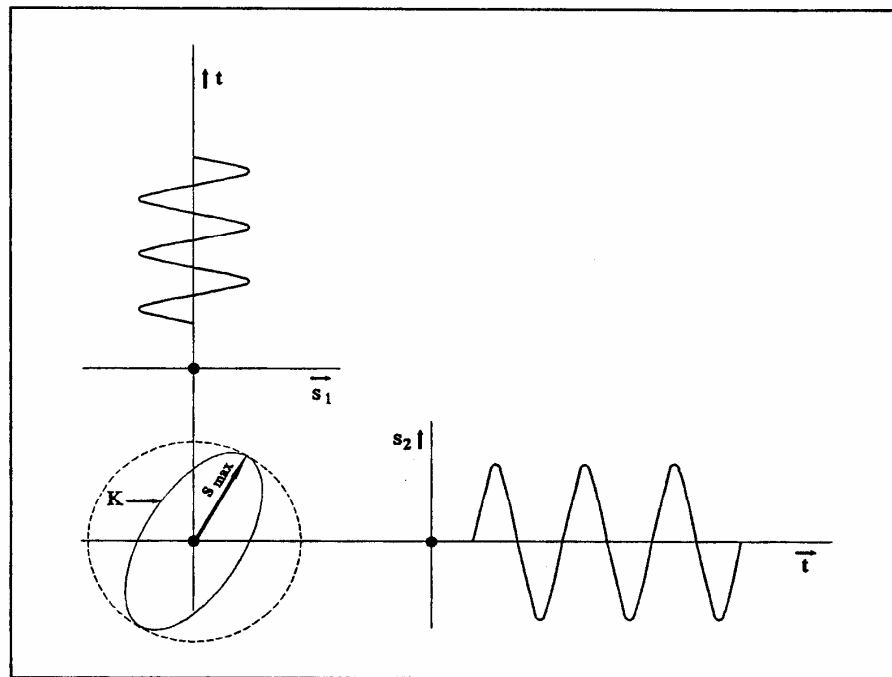
Orbite cinétique constituée à partir des mesures de deux capteurs montés à 90° l'un de l'autre. Chaque vibration contient deux vibrations harmoniques f et $2f$.

Fig 1.22: Orbite cinématique constituée à partir des mesures de deux capteurs montés à 90° l'un de l'autre.

$$S_k^2(t) = S_1^2(t) + S_2^2(t) \quad (1.27)$$

Où

S_1, S_2	Valeur instantanées
S_{01}, S_{02}	Valeur maximales
S_{u1}, S_{u2}	Valeur minimales
S_{cc1}, S_{cc2}	Valeur crête à crête
S_{m1}, S_{m2}	Déplacement maximal dans les directions respectives 1 et 2
S_k	Déplacement cinématique instantané
S_{max}	Plus grande valeur des déplacements cinématiques instantanés
K	Orbite cinématique
t	Temps
G_1, G_2	Axes des temps



Amplitudes et orbite cinématique à partir de deux capteurs sans contact placés à 90° l'un de l'autre. Les vibrations sont issues uniquement de la fondamentale du balourd.

Fig 1.23 : Amplitude et orbite cinématique à partir de deux capteurs placés à 90° l'un de l'autre

Les figures 1.22 et 1.23 donnent des exemples d'orbites cinématiques. Dans le cas le plus simple (Fig 1.23), l'orbite est une ellipse. Si plusieurs vibrations se combinent, l'orbite est plus ou moins déformée en fonction du spectre de fréquences (fig26). Dans les cas extrêmes de vibrations aperiodiques ou aléatoires, l'orbite n'est pas fermée.

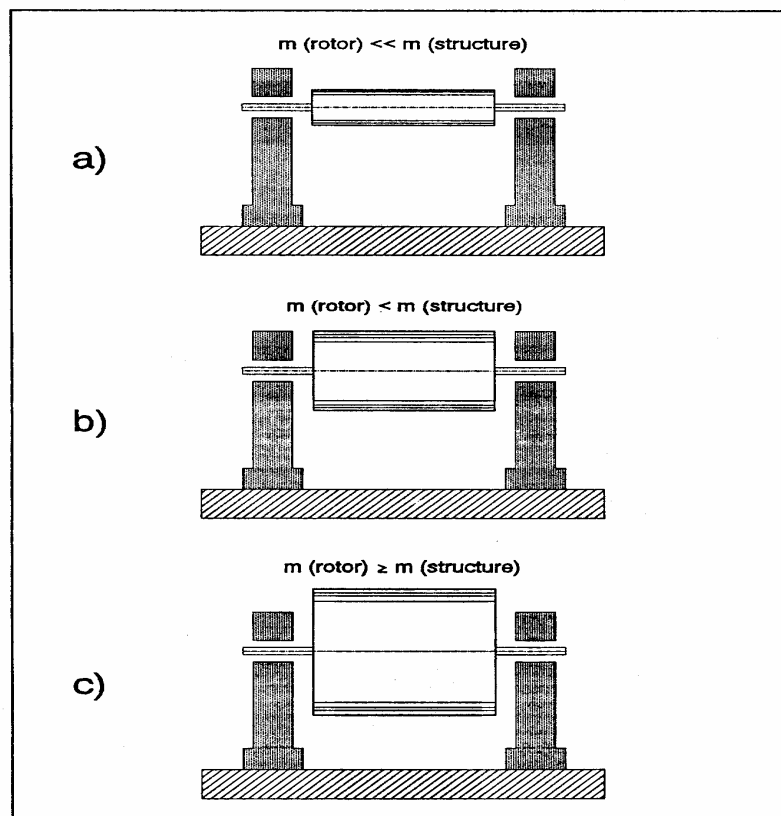
1.6.5. Mesure des Vibrations relatives et absolues d'arbre

Il est évident que des rotors légers tournant dans une structure très rigide et très lourde ne produiront que des vibrations de paliers faibles (fig28a). C'est le cas de la plupart des compresseurs rotatifs. Par contre, les mouvements relatifs de l'arbre par rapport aux paliers lisses seront importants.

L'amplitude des vibrations relatives d'arbre sera supérieure aux vibrations absolues de paliers dans un rapport variant entre 10 et 50. Dans ce cas, il conviendra donc de surveiller les premières.

Lorsque la masse du rotor augmente, dans une même structure, entre vibrations relatives d'arbre et vibrations absolues de paliers change (fig28b). Pour une turbomachine de 100 MW par exemple, le rapport n'est plus compris qu'entre 4 et 10. Il est toujours utile ici de mesurer les vibrations relatives d'arbre, mais il est sage aussi de surveiller les vibrations absolues de paliers. De cette manière, on peut connaître parfaitement le comportement vibratoire de la machine.

Dans le cas de très grosses machines, comme par exemple les turbomachines de production d'énergie de grande puissance, le rapport entre la masse du rotor et celle des paliers augmente encore (fig28c). Les vibrations absolues de paliers peuvent alors devenir aussi grandes que les vibrations relatives d'arbre. Dans ce cas, on mesure de préférence les vibrations absolues d'arbre.



Lorsque la masse du rotor augmente par rapport à la masse de la structure, les vibrations relatives d'arbre diminuent et les vibrations absolues de paliers augmentent.

Fig 1.24 : Influence de la structure sur les mesures des vibrations relatives absolues

1.6.6. Mesure des chocs de roulements

Le jugement de l'état d'un roulement au début de sa dégradation présente une difficulté de taille : les très faibles chocs (haute fréquence) qu'il émet alors sont négligeables en intensité par rapport aux autres vibrations émises par la machine. Ils peuvent par contre être très néfastes pour le roulement et, par voie de conséquence, pour la machine elle-même.

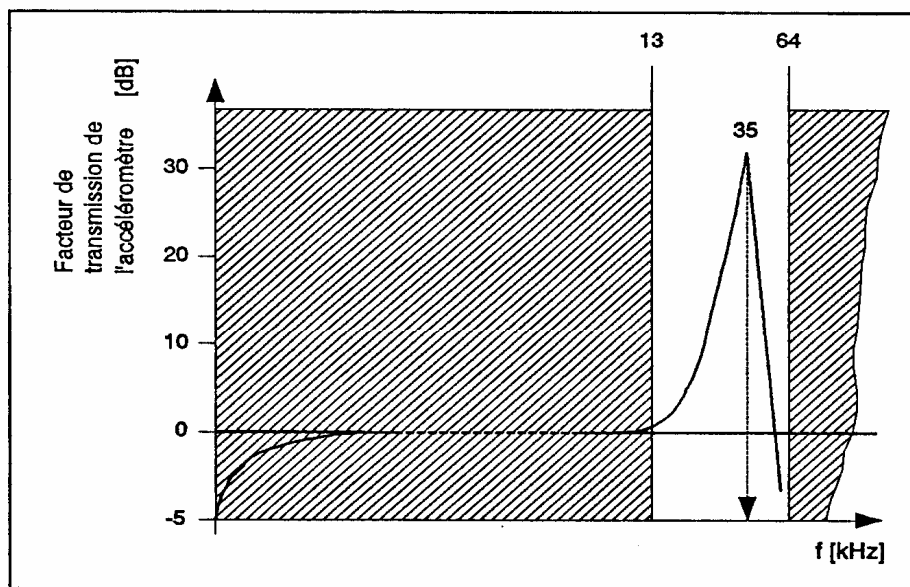
1.6.6.1. La mesure du BCU (Bearing Condition Unit)

Afin de pallier cette difficulté, on doit traiter de deux façons le signal émis par la machine :

- Filtrer les fréquences basses et moyennes
- Amplifier les hautes fréquences

pour cela, on utilise un accéléromètre dont la fréquence de résonance est relativement haute ($\cong 35\text{kHz}$).

Un détecteur spécial, le « Bearing Condition Detector », n'acquiert que la bande de 13 à 64 kHz



Principe de mesure du BCU

Fig 1.25 : Principe de mesure du BCU

Chapitre II

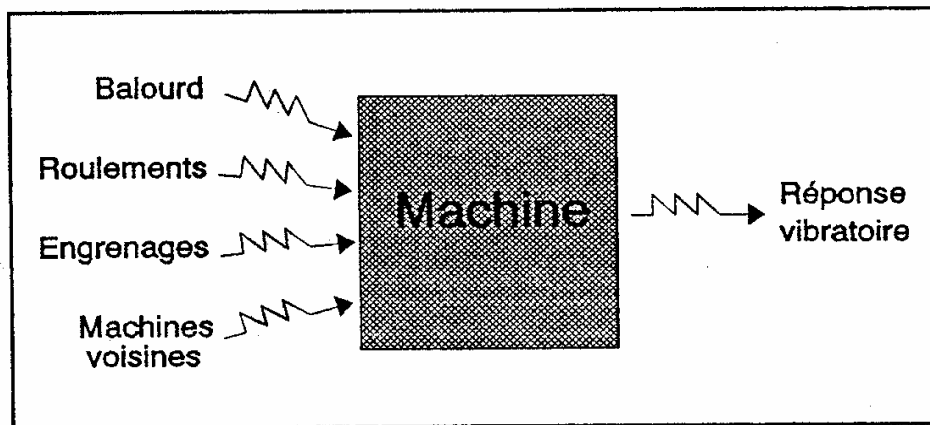
Eléments communs aux différentes machines tournantes

CHAPITRE II

Eléments communs aux différentes machines tournantes

2.1. Relation entre le phénomène physique et la mesure

Les vibrations ressenties ou mesurées sur une machine ne sont en fait que la réponse de la structure à la somme des excitations internes ou externes.



Réponse vibratoire d'une machine

Fig 2.1 : Réponse vibratoire d'une machine

Le signal mesuré est complexe et riche en informations. Pour simplifier, nous allons nous attacher à montrer quelques exemples de diagnostic par analyse vibratoire.

2.2. Les roulements

Paliers et roulements sont des éléments de machines très sollicités. La durée de vie prévisionnelle est donnée par le constructeur pour des conditions de charge déterminées. Cette estimation n'est cependant valable que sous des conditions idéales. Il n'est en aucun cas possible de tenir compte d'éléments parasites, tels qu'encrassement du palier, erreur angulaire, défauts de graissage ou de montage, surcharge aléatoires..... De telles influences modifient la durée de vie du roulement et conduisent à des dégâts imprévisibles.

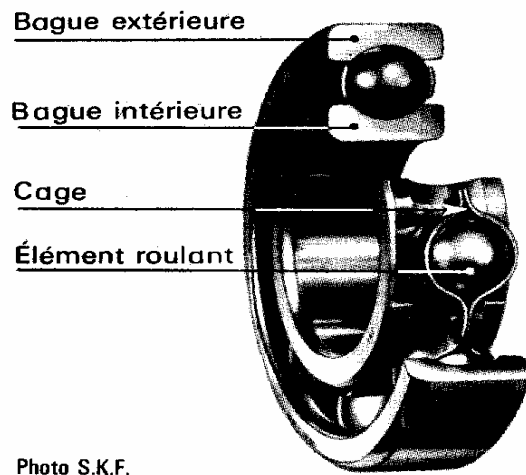


Photo S.K.F.

Fig 2.2 : Eléments d'un roulements

2.2.1. Causes et types de dégâts

Un récapitulatif des causes les plus fréquentes se trouve ci-dessous.

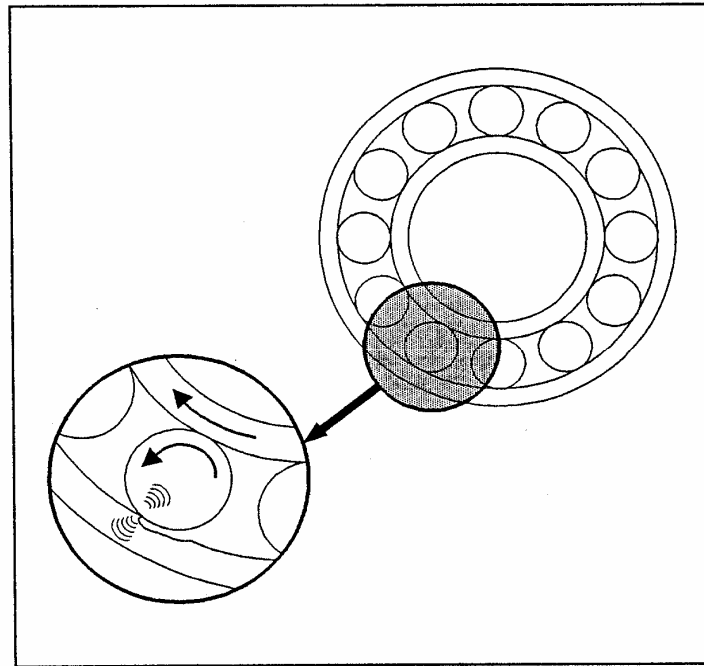
Stade	Causes des dégâts
Fabrication	Matériau non homogène Tolérance sur les cotes
Stockage / Transport	Emballage insuffisant Vibrations
Montage	Chocs Mauvaise précontrainte Erreur de cote Erreur de lignage
Service	Surcharge Manque ou excès de graisse Corps étrangers (poussière) Substance étrangère (gaz agressif, humidité) Charge thermique

Exemples de causes de dégâts prématurés sur roulements

Fig 2.3 : Quelques causes de dégâts sur les roulements

2.2.2. Génération de vibrations sur un roulement défectueux

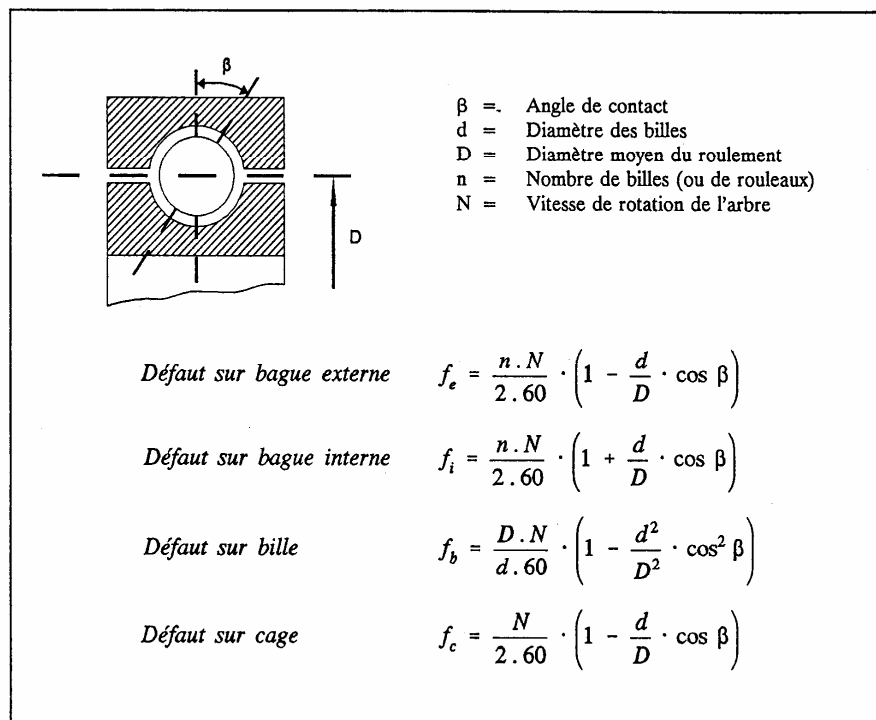
La figure ci-dessous (Fig 2.4) montre un défaut sur la bague externe. Lorsque la bille passe sur ce défaut, elle génère un choc sur la bague. Ce choc provoque une vibration qui se propage sur la bague, puis sur la cage externe du roulement. On parle ici d'*impulsion*.



Roulement avec bague extérieure endommagée

Fig 2.4 : Défaut sur la bague externe

L'impulsion est caractérisée par une montée très raide et par une durée très courte. En mettant en évidence la répétition de cette impulsion, on définit les fréquences typiques des dégâts. L'amplitude de l'impulsion quantifie l'intensité du choc, elle est fonction de la vitesse de rotation, des jeux mécaniques, du défaut et de l'état de charge. La fréquence typique du dégât est fonction de la géométrie du roulement et de la vitesse de rotation de l'arbre. Les relations entre ces différentes grandeurs sont regroupées en figure ci-dessous (voir Fig 2.5). Ainsi, suivant le défaut, on aura quatre fréquences typiques d'impulsions. L'ordre de grandeur du temps de montée et d'impulsion est de quelques dizaines de microsecondes.



Calcul des fréquences caractéristiques de défauts

Fig 2.5 : Fréquences de défaillance des éléments de roulements

Dans le cas de défauts multiples, on rencontrera les harmoniques des fréquences calculées ci-dessus.

Le calcul de ces fréquences caractéristiques, nécessite une connaissance précise des caractéristiques dimensionnelles du roulement.

Ici, nous avons été amenés à utiliser des formules simplifiées qui tiennent uniquement compte de paramètres facilement déterminables, c'est-à-dire la vitesse N de rotation de l'arbre et le nombre n de billes ou de rouleaux. Les erreurs dues à l'utilisation de ces formules sont négligeables si l'on intègre la notion de glissement aux premières formules.

Roulement avec $6 \leq n \leq 12$	Roulement avec $n > 12$
$f_e = \frac{N}{60} \cdot 0,4 n$	$f_e = \frac{N}{60} \cdot (0,5 n - 1,2)$
$f_i = \frac{N}{60} \cdot 0,6 n$	$f_i = \frac{N}{60} \cdot (0,5 n + 1,2)$
$f_c = \frac{N}{60} \cdot 0,4$	$f_c = \frac{N}{60} \cdot \left(0,5 - \frac{1,2}{n}\right)$

Formules simplifiées pour le calcul des fréquences caractéristiques de défauts

Fig 2.6 : Fréquences approximatives

Exemple :

Hypothèse de départ :

- vitesse de rotation	1489,8 tr /min
- diamètre moyen de roulement	26,25 mm
- diamètre des billes	6 mm
- nombre de billes	8
- angle de contact	0°

Fréquences Caractéristiques	Formules complètes [Hz]	Formules simplifiées [Hz]
f_e	76.62	79
f_i	122.02	119
f_c	9.58	10

Tab 2.1 : Incertitudes dans les calculs de fréquences caractéristiques

2.2.3. Propagation de l'onde de choc

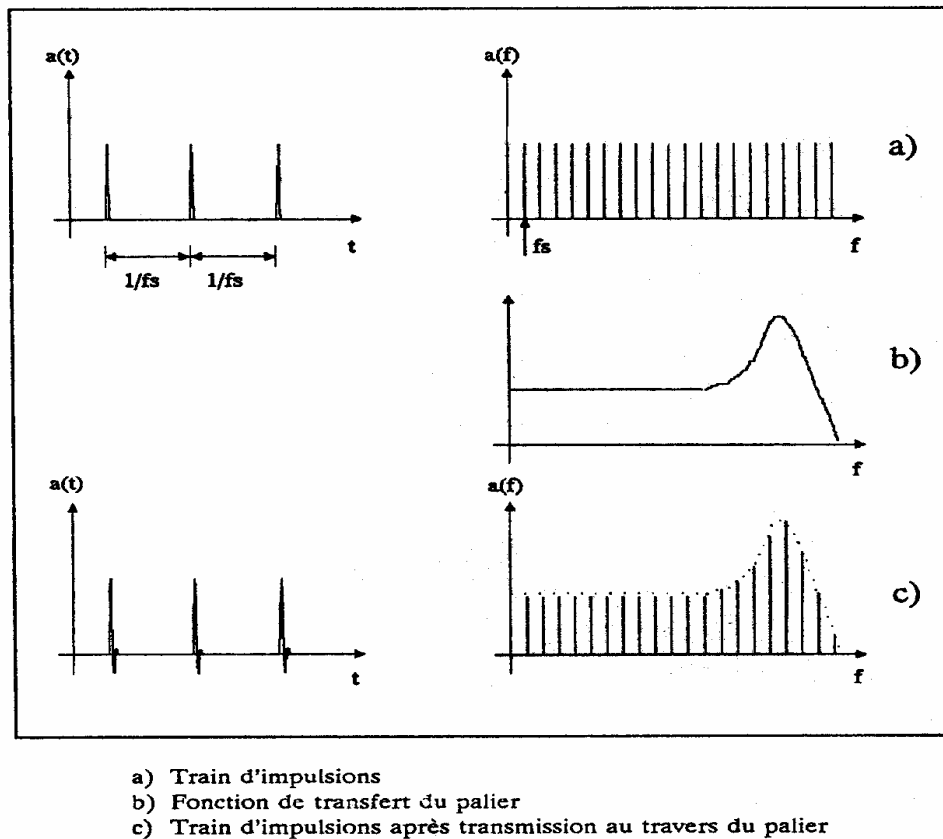


Fig 2.7 : Fonction de transfert de la mesure de l'onde de choc

L'idéal serait que l'on puisse mesurer directement le spectre ci-dessus. En pratique, entre la source du choc et le capteur, on va trouver d'autres éléments de transmission, comme la bague externe du roulement et l'élément de fixation du capteur, qui vont influencer la forme du spectre relevé.

De plus, la machine génère d'autres signaux vibratoires, qui vont venir se superposer à ceux émis par les roulements.

Il faut encore compter avec les vibrations associées à la vitesse de rotation ou à ses harmoniques. Au niveau des hautes fréquences s'ajoute également un bruit de fond, qui est induit par les faibles jeux existants sur un palier neuf. Dans certains cas, on trouvera des pales, des engrenages, qui généreront eux mêmes des vibrations.

L'effet des éléments de transmission est montré dans la figure 2.7 (b et c). En figure 2.7 b, on a représenté le comportement en fréquence d'un élément simple, par exemple un chapeau de palier. L'accéléromètre lui-même aura sa propre réponse en fréquence, qui aura une forme similaire. Le spectre résultant, c'est-à-dire celui que l'on mesure, sera en fait la multiplication de sortie par la fonction de transfert (Fig 2.7).

La fonction temps associée s'obtient par la transformée inverse. Dans le cas présent, on a une vibration amortie, avec comme facteur de répétition la fréquence du défaut.

Ce comportement est similaire à celui d'une cloche excitée par des chocs périodiques. La cloche vibre de manière amortie à sa fréquence propre. Cette fréquence est fonction de la géométrie et des caractéristiques spécifiques de la cloche. L'amplitude dépend de l'intensité des coups, soit, dans notre cas, de la force des chocs et de la qualité de la cloche.

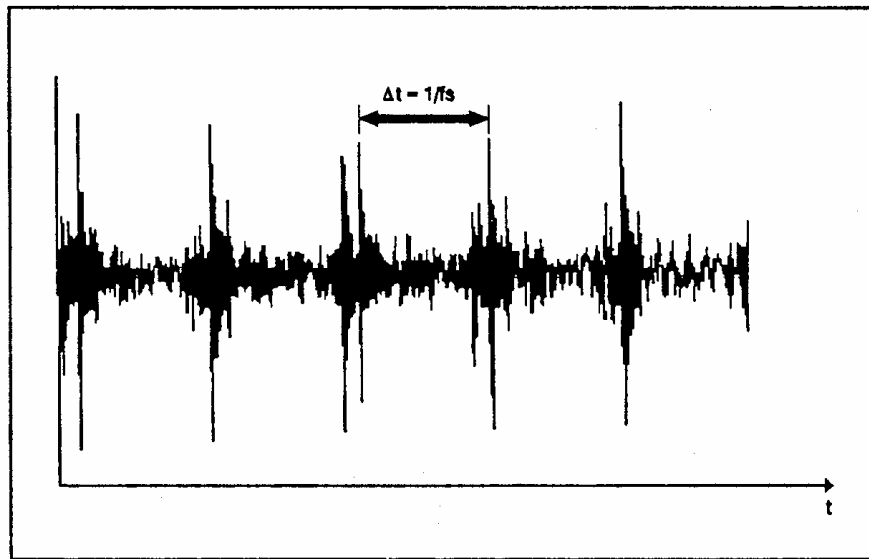
Sur un banc d'essai, la mesure est effectuée sur la bague externe d'un roulement défectueux. Les raies à haute fréquence, représentatives des chocs, émergent du bruit de fond. L'intervalle de temps est :

$$\Delta t = \frac{1}{f_s} \quad (2.1)$$

Où f représente la fréquence du défaut.

Dans ce cas particulier, la structure qui entre en résonance et qui joue le rôle de cloche est la bague externe du roulement. L'influence du capteur est négligeable, vu sa très haute fréquence de résonance

($f_r \geq 30 \text{ kHz}$).



Signal d'accélération en cas de défaut sur la bague externe

Fig 2.8 : Signal sur la bague externe en présence d'un défaut

L'impulsion se propage sous forme sphérique autour du lieu d'émission. Sur une durée de quelques dizaines de microsecondes et pour une vitesse de propagation dans l'acier d'environ 5000 m/s, la déformation se transmet sur seulement quelques millimètres.

Si cette onde arrive sur autre élément de construction, ou éventuellement en plus sur un autre matériau, une partie se réfléchit. Aussi est-il nécessaire d'avoir le moins d'interfaces possible entre le lieu d'émission et le lieu de mesure, pour obtenir une atténuation minimale de l'amplitude.

Causes liées aux paliers :
<ul style="list-style-type: none"> • Géométrie des paliers • Caractéristiques des matériaux (nuances d'acier) • Importance du défaut
Conditions de fonctionnement :
<ul style="list-style-type: none"> • Vitesse • Charge (balourd par exemple)
Propagation :
<ul style="list-style-type: none"> • Géométrie du chapeau de palier • Surface de contact dans la zone de propagation • Fixation du capteur • Caractéristiques du capteur

Eléments influençant l'amplitude des résultats de mesure

Fig 2.9 : Eléments influant sur la propagation du signal

En conclusion, ce paragraphe donne des indications sur le mesurage et sur l'interprétation des résultats. Il regroupe les différents éléments qui influencent l'amplitude de l'impulsion entre le point d'émission et le lieu de mesurage. Les mesures ne seront reproductibles que si les conditions de mesurage sont elles-mêmes reproduites.

2.2.4. Méthodes de diagnostic sur les roulements

➤ Domaine d'utilisation

Les types de roulements, leurs conditions de montage et d'utilisation peuvent être tellement divers qu'il est évidemment toujours possible de trouver des cas extrêmes non conformes aux exemples donnés ci-dessous et dans lesquels les méthodes de diagnostic échouent. De tels cas apparaissent souvent dans le cadre de montages particuliers ou lorsque d'autres défauts génèrent des signaux similaires. Dans de telles situations, il sera nécessaire d'effectuer des recherches complémentaires. Nous excluons ces cas particuliers du cadre de cet exposé.

➤ Interprétation des mesures

Pour rendre homogène la présentation, il faut d'abord étudier les méthodes d'évaluation

Il est nécessaire de distinguer d'une part les méthodes d'évaluation qui en une seule mesure conduisent à un diagnostic sur l'état du roulement et d'autre part les méthodes de suivi de tendance et de comparaison avec une valeur moyenne.

L'exemple typique de mesure ponctuelle qui conduit à une appréciation est la mesure de l'intensité vibratoire selon la norme AFNOR E 90-300. On dispose de valeurs limites qui sont comparées à la valeur relevée, et qui permettent d'apprécier l'état actuel de la machine.

De telles valeurs de référence n'existent pas pour l'appréciation des défauts sur les roulements. Cela vient du fait, comme dit précédemment, qu'un grand nombre de paramètres influencent le résultat de la mesure. *C'est pourquoi l'on travaillera avec le suivi de tendance.*

2.3. Les engrenages

Les engrenages sont des éléments de construction directement générateurs de chocs en cas d'usure ou de mauvais fonctionnement. Aussi les spectres mesurés sur les machines qui en sont équipées sont-ils riches en harmoniques des fréquences que nous allons définir ci-après.



Fig 2.10 : Exemples de types d'engrenage

2.3.1. Fréquences caractéristiques générées par les engrenages

Quel que soit le type d'engrenage rencontré, droit, hélicoïdal (simple ou double), ou encore pignons de renvoi d'angle, les considérations ci-après pourront être prises en compte.

Nous étudierons le cas d'un harnais simple composé de deux arbres tournants, pour lequel nous allons pouvoir établir le pré spectre à partir des données suivantes :

- f_{r1} : fréquence de rotation de l'arbre 1
- f_{r2} : fréquence de rotation de l'arbre 2
- z_1 : nombre de dents du pignon de l'arbre 1
- z_2 : nombre de dents du pignon de l'arbre 2

Les pièces étant usinées et assemblées avec précision, les fréquences f_{r1} et f_{r2} , représentatives de défauts de balourd, sont toujours de faibles amplitudes.

On va pouvoir calculer une fréquence d'engrènement des dentures qui corresponde à l'effort transmis par le pignon à l'engagement de la dent. La fréquence d'engrènement est commune aux deux pignons.

$$f_e = z_1 \cdot f_{r1} = z_2 \cdot f_{r2} \quad (2.2)$$

2.4. Transmission par courroie ou par bande

En raison de leur longueur, les courroies tournent avec une vitesse inférieure aux vitesses respectives du dispositif d'entraînement et de l'élément entraîné.

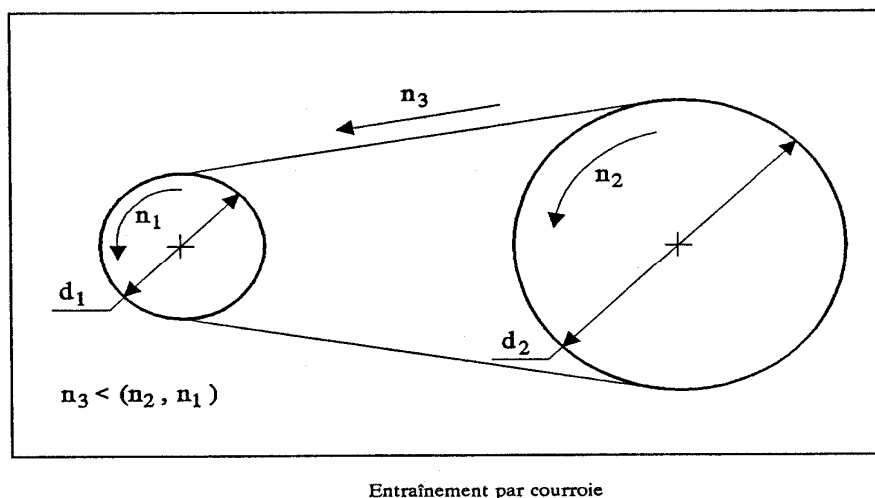


Fig 2.11 : Eléments de transmission par courroie

On peut mesurer cette vitesse :

- au stroboscope à partir de 600 tr/min
- avec une cellule photoélectrique à partir de 60 tr/min

Cependant, pour des raisons de sécurité d'une part et de facilité d'autre part, il est plus pratique de calculer cette vitesse à partir des relations suivantes :

$$n_1 \cdot \pi d_1 = n_2 \cdot \pi d_2 = n_3 \cdot l_{\text{courroie}} \quad (2.3)$$

Où l_{courroie} est la longueur totale de la courroie

$$n_3 = n_1 \cdot \frac{\pi d_1}{l_{\text{courroie}}} = n_2 \cdot \frac{\pi d_2}{l_{\text{courroie}}} \quad (2.4)$$

L'analyse en fréquence d'une machine avec transmission par courroie montre rarement un pic à n_3 car lorsque la courroie tourne, elle cogne plusieurs fois par tour :

- si elle cogne 2 fois par tour, on observe un pic à $2 \cdot n_3$
- si elle cogne 3 fois par tour, on observe un pic à $3 \cdot n_3$
- etc.

On peut ainsi observer des pics d'ordre très élevé (10, 20, 30) dans des cas bien particuliers.

Chapitre III

Mesurage des vibrations

CHAPITRE III

Mesurage des Vibrations

3.1. Introduction – Historique :

Depuis longtemps, on a pensé à étudier simplement le bruit que donne une machine. Le bruit est la somme d'un grand nombre de sons, d'ondes sonores émises par les organes qui vibrent. On utilisait le tournevis, puis le stéthoscope, puis d'autres appareils plus perfectionnés qui analysaient les ondes sonores ou bruit et permettaient de connaître leur source : frottement, roulement, écoulement, etc. Ces instruments ne permettaient qu'un premier pas insuffisant, grâce à eux on avait une idée générale sur l'incident qui se produisait mais on en ignorait la cause.

Dans les années 60 apparaissent plusieurs types d'appareils qui enregistrent les vibrations consécutives aux chocs et permettent de suivre la marche des roulements. Ces appareils déterminent le type de détériorations en cours et l'état du roulement : bon, moyen, mauvais. Ils ne fournissent pratiquement pas de renseignements sur la cause première de la détérioration.

Dans les dernières années les appareils ont beaucoup évolué. Ils deviennent plus précis et surtout ils apportent beaucoup plus de renseignements utiles. Ils captent et analysent l'ensemble des vibrations d'une machine. L'analyse de la vibration se fait par l'étude du spectre. Des filtres spécifiques d'une fréquence ne laissent passer qu'une bande étroite du spectre autour de cette fréquence.

Les types d'appareils à la disposition de l'utilisateur sont nombreux, de principes différents, certains simples suffisent pour les cas courants, d'autres perfectionnés analysent les problèmes complexes.

3.2. Intérêt du mesurage des vibrations :

Le but est évidemment de préserver et prolonger la durée de vie des machines stratégiques. Pratiquement ces dernières peuvent être affectées par les facteurs suivants :

☞ Les machines elles-mêmes ne sont pas parfaites :

- Finition insuffisante,
- Jeux de fonctionnement trop importants,
- Mauvais équilibrages qui provoquent des balourds.

☞ Un mauvais montage :

- Mauvais alignements fréquents,
- Des serrages mal faits, des boulons déforment les pièces,
- Les fondations ne sont pas suffisamment résistantes.

☞ En marche :

- Les variations de température provoquent des dilatations,
- Les charges conduisent à des torsions, des flexions,
- L'usure accroît les jeux.

La conséquence de ces imperfections de réalisation, de montage, de fonctionnement est l'apparition de vibrations sur pratiquement toutes les machines en service.

Le bruit n'est en fait qu'une manifestation de ces vibrations. D'autres sont plus graves : usure plus ou moins tolérable, fissures et enfin parfois ruptures catastrophiques.

En étudiant les vibrations que produit une machine, on peut connaître son état sans avoir à la démonter, sans l'arrêter, on peut ainsi éviter la panne inopinée et parfois la destruction complète.

3.3. Mesurage des vibrations :

3.3.1. Chaîne de mesurage :

D'une manière générale, tout système de mesurage des vibrations comprend essentiellement les blocs suivants :

- Un capteur,
- Des circuits de conditionnement du signal,
- Des circuits de traitement de signaux,

Un capteur se compose de deux parties : un transducteur élément sensible aux vibrations qui élabore un signal représentatif d'une grandeur physique et une structure mécanique.

Il est à noter qu'il est quasiment important de choisir un bon emplacement du capteur. Il faut déterminer la place la plus judicieuse et non pas la plus facile à atteindre.

Le capteur doit se situer le plus près possible de la source de vibration qui est souvent un palier, et non quelque part sur le bâti de la machine. Le capteur doit être solidement fixé par vissage, collage ou champ magnétique. Parfois, il convient de l'isoler, il faut toujours éviter les températures élevées, les condensations et les chocs qui fausseraient les mesures.

Les circuits de conditionnement reçoivent le signal issu du capteur et élaborent des signaux de base utilisés en particulier pour des analyses spécifiques.

Les indications fournies par le capteur sont amplifiées, filtrées pour éliminer les fréquences indésirables et donner plus de détails dans la bande déterminée de fréquences et transformées en graphiques par exemple.

Les circuits de traitement des signaux de base élaborent des descripteurs globaux de l'état vibratoire des machines. Ils sont le plus souvent disposés à plusieurs centaines de mètres, voire des kilomètres.

En plus des ses trois éléments de base, un système de mesurage des vibrations peut comprendre des circuits de signalisation et d'alarme associés aux circuits de traitement.

3.3.2. Caractéristiques d'un instrument de mesurage des vibrations :

Comme tout système mesurage, un instrument de mesure des vibrations doit avoir les caractéristiques suivantes :

- Une sensibilité suffisante,

- Un temps de réponse très court,
- Une bonne fiabilité,
- Une haute précision,
- Une très haute fidélité,
- Masse relativement faible pour ne pas affecter les mesures,
- Une gamme de fréquence qui couvre la gamme de mesure souhaitée,
- Dans certain cas, une bonne isolation contre les températures élevées, les condensations et les chocs qui fausseraient les mesures.

3.3.3. Techniques de mesurage :

Trois paramètres (reliés entre eux) sont caractéristiques des vibrations :

- le déplacement,
- la vitesse,
- l'accélération.

Les capteurs associés transforment la vibration mécanique en un signal électrique : capteur de proximité, capteur de vitesse, accéléromètres.

La mesure de déplacement s'effectue à l'aide de capteur de proximité (champs magnétiques).

La mesure de vitesse s'effectue à l'aide de capteur de vitesse (courant induit dans une bobine ; Cette technique est peu utilisée).

Les capteurs de mesure de l'accélération les plus utilisés sont les accéléromètres piézoélectriques. A partir de l'accélération, on peut calculer par intégration successive la vitesse et le déplacement.

Dans le présent document, les systèmes de mesurage des vibrations linéaires absolues et les systèmes de déplacements relatifs sont développés.

La figure 3.1 illustre les plages d'utilisation des trois types de capteurs dans les différentes gammes de fréquences.

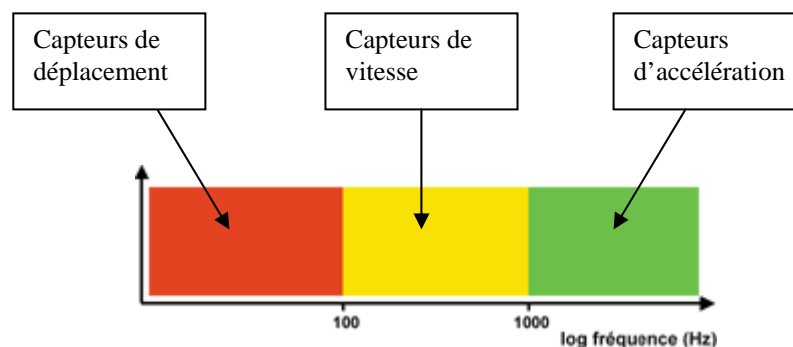


Figure 3.1 : utilisation des capteurs en fonction de la plage de fréquence

A. Systèmes de mesurage des vibrations linéaires absolues :

Dans cette gamme de systèmes de mesurage des vibrations, le transducteur élabore un signal électrique représentatif d'une grandeur physique (une accélération, une vitesse) en utilisant l'un des trois principes physiques suivants : effet piézo-électrique, effet inductif ou piézo-résistif.

➤ Capteurs piézo-électriques (PZE):

Quand on applique un effort à un matériau piézo-électrique (piézo vient du grec piezin qui signifie presser), on oblige les atomes à se déplacer. Leur niveau d'énergie s'en trouve modifié, ainsi que leur charge.

L'élément piézo-électrique le plus connu est le quartz (SiO_2) que l'on peut trouver dans la nature. L'industrie utilise du quartz synthétique. On utilise une lame comme le montre la figure 3.2.

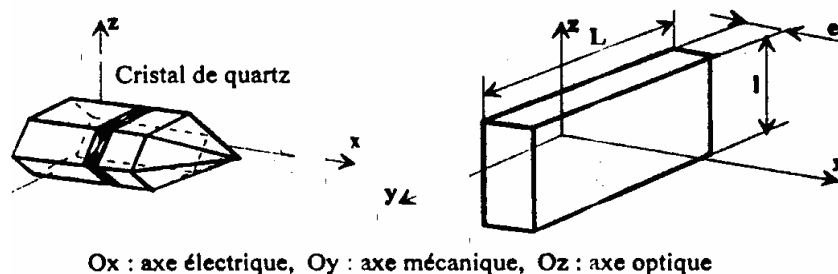


Fig. 3.2 : Lame taillée dans un cristal de quartz

Par exemple avec : $L = 50 \text{ mm}$, $l = 10 \text{ mm}$, $e = 1 \text{ mm}$, et pour une force une force de 1 newton provoque un déplacement de 10^{-8} m soit $0,01 \text{ }\mu\text{m}$.

L'effet piézo-électrique a été mis en évidence sur de nombreux matériaux tels que le bois, l'os, les céramiques. Il est très sensible à la température ; au delà d'une certaine valeur (température de Curie) il disparaît :

- $570 \text{ }^\circ\text{C}$ pour le quartz,
- $660 \text{ }^\circ\text{C}$ pour le tantale,
- $120 \text{ }^\circ\text{C}$ pour baryum titanate (céramique).

Les capteurs exploitant le principe piézo-électrique sont dits des accéléromètres (ou capteurs sismiques). Ils se composent essentiellement d'un quartz ou cristal céramique et d'une masse sismique (voir figure 3.3). Lorsque cet ensemble est soumis à des vibrations, une contrainte mécanique intermittente prend naissance sur les pastilles de cristal situées entre le bâti du capteur et la masse sismique précontrainte.

De part l'effet piézo-électrique, une charge électrique, proportionnelle à l'accélération, apparaît à la surface des pastilles de cristal.

Les capteurs d'accélération ont les caractéristiques suivantes :

- Un champ d'application pratique se situant entre 3 et 20 KHz et plus,
- Une température de service entre $-200 \text{ }^\circ\text{C}$ et $+650 \text{ }^\circ\text{C}$,

- Excessivement robustes du fait qu'ils ne contiennent aucune pièce mobile,
- Ne nécessitant aucun entretien,
- Pouvant travailler dans n'importe quelle position.

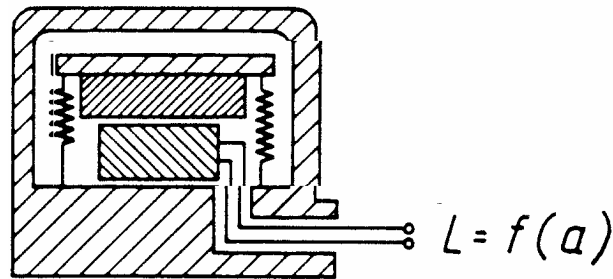


Figure 3.3 : Accéléromètre piézo-électrique

Disposition du capteur :

- ☞ Cas des machines de petites et moyennes tailles : les capteurs de vibrations sont généralement placés sur les couvercles de paliers (voir figure 3.4). Il s'agit donc d'une mesure de vibrations mécaniques de l'enveloppe extérieure de cette partie de la machine.

Il est à noter qu'une bonne assise pour le capteur et une fixation rigide sont les éléments les plus importants pour une bonne réponse du capteur.

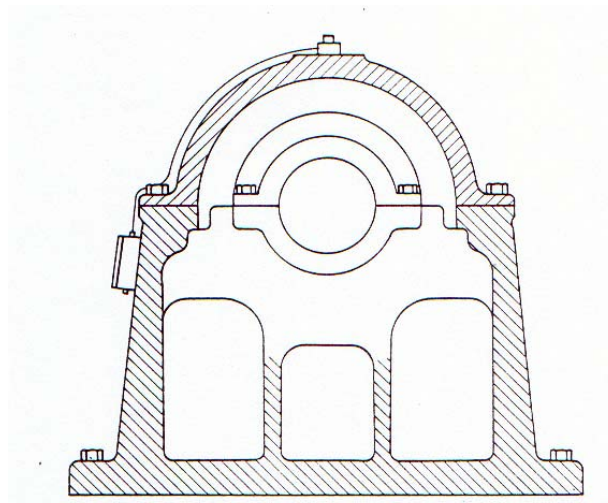


Figure 3.4 : disposition classique d'un accéléromètre sur les un palier de machine

Pratiquement, cette méthode offre :

- une très bonne accessibilité,
- un montage aisé et sûr du capteur,

Ces avantages l'emportent sur les désavantages tels que risque d'atténuation ou d'effets de résonance des enveloppes extérieures.

Le choix du capteur se base essentiellement sur trois critères de bases :

- nature de l'environnement du capteur : ambiance normale ou explosive (sécurité intrinsèque)
 - température à l'endroit du capteur : normale jusqu'à 150 °C, moyenne jusqu'à 450 °C ou haute jusqu'à 650 °C.
 - gamme de fréquence.
- ☞ Cas des machines de grandes dimensions : les capteurs peuvent être logés à l'intérieur des paliers (voir figure 3.5 ci-dessous).

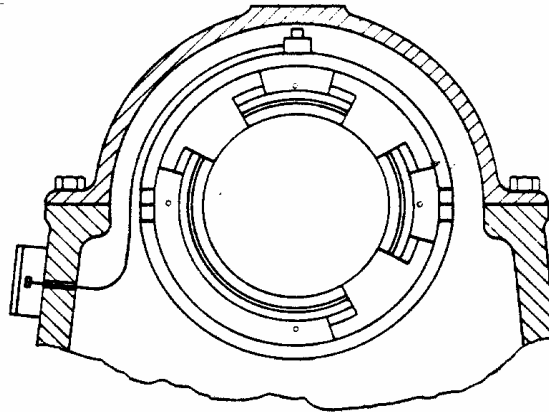


Figure 3.5 : Disposition du capteur dans le cas des machines de grandes dimensions

Cette disposition nécessite une sortie du câble du capteur par presse-étoupe qui se fera de préférence dans la partie fixe de la machine et non dans le couvercle du palier.

➤ Capteurs à induction ou électromagnétiques:

Ces systèmes utilisent la loi de Faraday : force électromotrice proportionnelle à la dérivée d'induction d'un flux magnétique en fonction du temps. Le courant ainsi obtenu s'oppose au courant dans le circuit (loi de Lenz).

Ces capteurs se composent essentiellement d'une bobine et d'un aimant (voir figure 3.6). Lorsque cet ensemble est soumis à des vibrations, il en résulte un mouvement relatif entre la bobine et l'aimant d'où induction d'une tension dans la bobine proportionnelle à la vitesse de vibration.

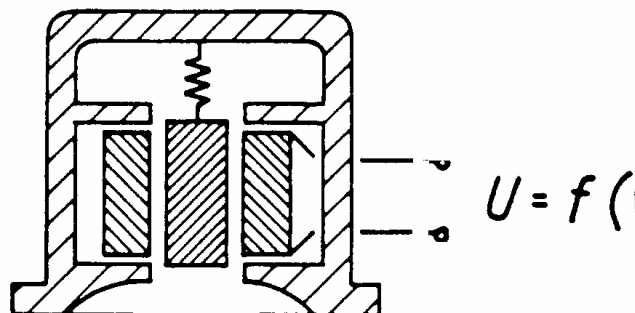


Figure 3.6 : Capteur à induction ou électromagnétique

Ces capteurs sont aussi appelés vélocimètres.

Suivant la construction mécanique, bobine ou aimant mobile, masse et système de suspension de la partie mobile, ce type de capteur présente les caractéristiques suivantes :

- application pratique se situant entre 10 – 1000 Hz (gamme relativement limitée),
- une température d'exploitation maximum de environ 300 °C,
- durée de vie et robustesse relativement limitées du fait que le capteur possède des parties mobiles. Ces deux facteurs sont souvent intimement liés à la position de montage.

Remarque : Disposition du capteur

Il est à noter que pratiquement toutes les dispositions adoptées dans le cas des accéléromètres mentionnés ci-dessus peuvent être appliquées pour ce type de capteur. C'est-à-dire soit sur les paroi des paliers dans le cas des machines de petites et moyennes tailles, soit logés à l'intérieur du palier lui-même.

B. Systèmes de mesurage des déplacements linéaires relatifs (capteurs de déplacement)

Il existe plusieurs types de capteurs de déplacement ; néanmoins ils peuvent être classés en deux familles :

- les capteurs de déplacement avec contact,
- les capteurs de déplacement sans contact.

Dans l'industrie, on a tendance à utiliser et à préférer les capteurs de déplacement sans contact à courant de Foucault.

➤ Capteurs de déplacement à contact :

Ces capteurs peuvent être du type transfo différentiel dans lequel une tige solidaire d'un des points fait varier l'induction mutuelle entre deux bobines.

Ces capteurs ont des réponses limitées en fréquence en raison de la masse apportée à la structure à mesurer et des résonances de la tige. Pour ces raisons, on leur préfère généralement les capteurs de déplacements sans contact.

➤ Capteurs de déplacement sans contact :

Dans ce cas la mesure est prise sans contact physique direct avec l'élément sujet aux vibrations. Il existe pratiquement trois type dans cette famille : les capteurs magnétiques, les capteurs capacitifs et les capteurs à courant de Foucault.

○ Capteurs magnétiques :

La cible doit être un matériau magnétique et l'induction dans une bobine réceptrice est proportionnelle à la distance de la cible. Ces capteurs sont linéaires dans une faible plage.

- **Capteurs capacitifs :**

La cible constitue une électrode de condensateur, la deuxième, isolée étant à l'intérieur du capteur. Ces appareils nécessitent des tensions de polarisation assez élevée ou des surfaces d'électrodes importantes pour obtenir des tensions intéressantes. Les résultats étant proportionnels à l'inverse $1/x$ de la distance capteur-cible, les capteurs ne sont pas donc linéaires.

- **Capteurs a courant de Foucault :**

Ces capteurs utilisent le principe de la variation de la reluctance d'un circuit magnétique établi par les courants induits (appelés courants de Foucault).

Il s'agit en fait d'un capteur passif qui n'est fonctionnel que quand il est raccordé à l'électronique adéquate. Le capteur se compose d'une bobine dont la géométrie est bien définie et qui est partie intégrale d'un circuit oscillant a haute fréquence.

Le circuit magnétique (bobine) est implémenté dans un élément mécanique rigide muni d'un filetage pour son montage sur un support. Les figures 3.7.a et b donnent deux capteurs à courant de Foucault et le schéma de principe d'un capteur de déplacement à courant de Foucault, respectivement.

Un corps métallique, tel qu'un arbre d'une machine, placé devant la bobine du capteur influence les caractéristiques du circuit oscillant dans le sens que la fréquence et l'amplitude du signal fourni par le capteur sont fonction de la distance entre la bobine et la cible (objet métallique).

Cette variation de signal est traitée par le préamplificateur qui fournit à sa sortie un signal tension proportionnel au déplacement relatif cible-capteur. Ce système est employable aussi bien pour des mesures de déplacements relatifs statiques que dynamiques.

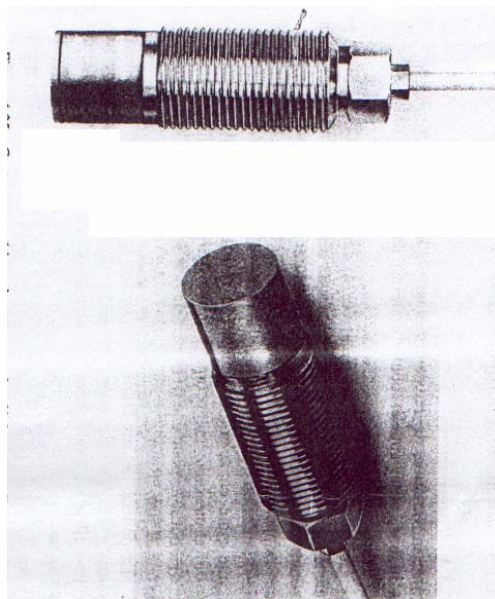


Figure 3.7.a : Capteur de déplacement a courant de Foucault

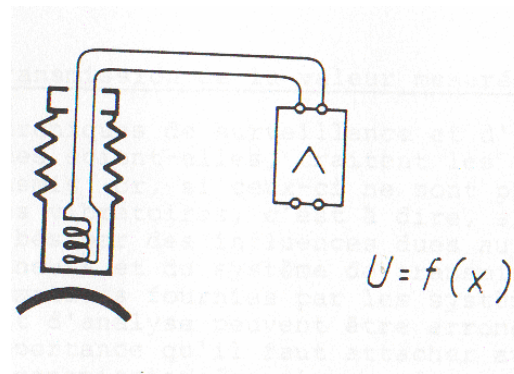


Figure 3.7.b : Schéma de base d'un capteur de déplacement à courant de Foucault

La mise en œuvre des capteurs à courant de Foucault nécessite que soient prises un certain nombre de précautions qui sont précisées dans les notices des fabricants. On insiste plus particulièrement sur les problèmes liés à l'étalonnage, au « run out » et aux prescriptions de montage.

L'application pratique de ces capteurs se situe entre 0 – 10 KHz et plus et une température ambiante allant jusqu'à 450 °C. Le choix de l'endroit de la mesure ainsi que le soin apporté au montage des capteurs influencent dans une grande mesure les résultats de mesure.

Parmi les applications pratiques de ces capteurs la mesure de l'épaisseur des films d'huile des paliers hydrodynamique à gaz ou à huile

Les capteurs sans contact à courant de Foucault mesurent le déplacement relatif (capteurs de déplacement) de la cible (arbre) par rapport à la face avant du capteur et ceci dans l'axe de ce dernier. De ce fait, le montage du capteur définit la direction de mesure.

Les machines à arbre horizontal sont généralement surveillées sur le plan vertical perpendiculairement à l'arbre et dans deux directions (x et y) faisant un angle de 90° et disposées généralement à plus ou moins 45° de la verticale.

Dans le cas des machines à arbre vertical les mesures se font sur le plan horizontal également dans deux directions (x et y) faisant un angle de 90°.

Disposition du capteur

☞ Cas des machines de petites et moyennes tailles : les capteurs de vibrations relatives sont généralement tenus par des adaptateurs qui à leur tour sont fixés sur le couvercle des paliers (voir figure 3.8).

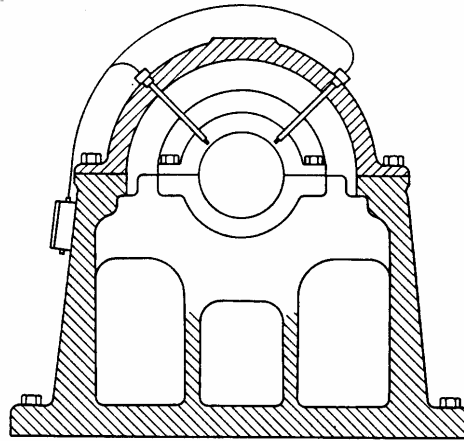


Figure 3.8 : Disposition du capteur de déplacement dans petites et moyennes les machines

Il s'agit donc d'une mesure relative entre l'arbre et une enveloppe extérieure de la machine en l'occurrence le couvercle du palier. Le bon accès à l'adaptateur, voir l'échange pendant la marche de la machine d'un capteur défaille ainsi que la possibilité de réglage de l'entrefer initial du capteur lors de la mise en service sans découvrir le palier en font une méthode très répandue bien que des vibrations absolues du point de référence (le couvercle du palier) peuvent conduire à des résultats erronés surtout s'il s'agit de paliers souples ou de couvercles minces pouvant présenter des phénomènes de résonances à certaines fréquences.

Le choix du capteur/conditionneur sera basé essentiellement sur les critères suivants :

- environnement à l'endroit de l'ensemble capteur/conditionneur: ambiance normale ou explosive nécessitant la sécurité intrinsèque adéquate,
- gamme de température à l'endroit du capteur : normale jusqu'à 150 °C, moyenne jusqu'à 220 °C ou haute jusqu'à 450 °C,
- conditions de place pour le montage de l'ensemble capteur/conditionneur : défier les dimension mécaniques du capteur et la longueur du câble entre capteur et conditionneur,
- l'étendue de la mesure nécessaire : ce critère influence directement le précédent, puisqu'il détermine des dimensions mécaniques du capteur.

☞ Cas des machines de grandes dimensions : les capteurs peuvent être logés à l'intérieur des paliers (voir figure 3.9). cette solution nécessite une sortie par presse-étoupe du câble du capteur qui se fera de préférence dans une partie fixe et non un couvercle. Les conditions de place généralement dans le cas de ces machines permettent de réaliser de bons montages des capteurs et de réaliser effectivement une mesure de vibrations relatives entre l'arbre et son palier.

Dans le cas d'installation en sécurité intrinsèque, pour atmosphères explosibles la séparation entre la zone dangereuse et la zone normale est assurée par des barrières de sécurité placées dans la zone de sécurité.

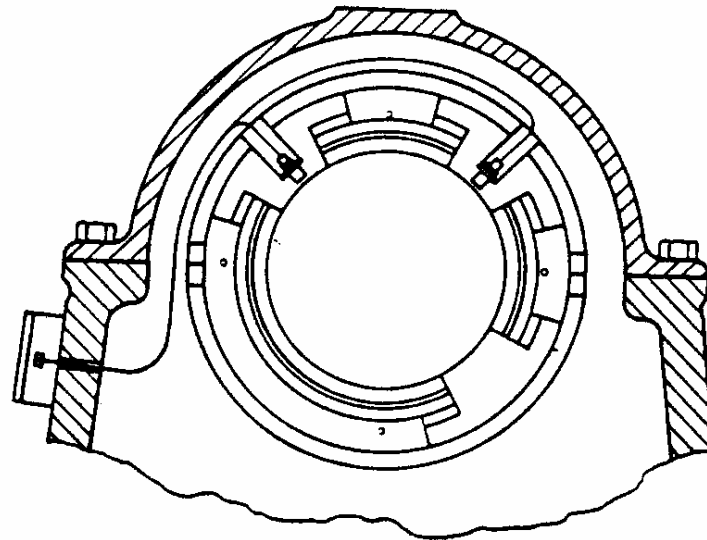


Figure 3.9 : Disposition des capteurs de déplacement sur grosses machines

3.4. Fixation des capteurs :

La surface de fixation doit être examinée avec soin en ce qui concerne sa propreté et son poli. On ne doit pas négliger un défaut quelconque d'alignement entre l'axe sensible du capteur et la direction du mesurage car celui-ci risque d'entraîner des erreurs comme celles qui sont provoquées par la sensibilité transversale. Ces erreurs seront particulièrement importantes dans le cas où le mouvement transversal est beaucoup plus important que le mouvement axial. Les modes de fixation les plus utilisés sont :

☞ Fixation par goujon, vis ou boulon :

- les surfaces doivent être propres, unies et polies à la machine,
- surfaces conformes aux tolérances indiquées par le fabricant lorsqu'elles sont spécifiées,
- Les axes des trous de fixation doivent être normaux à la surface de fixation,
- On doit utiliser le couple de serrage recommandé par le fabricant pour obtenir une fixation solide sans abîmer le capteur,
- Un film léger ou de graisse entre les surfaces permet d'avoir un bon contact et assure ainsi une raideur maximale,
- Le goujon ou la vis ne doivent pas toucher le fond des trous de fixation de façon à ne pas perdre sa rigidité au système,

☞ Fixation par collage :

Ce mode est utilisé lorsque la structure mise à l'essai ne peut pas être percée, ou lorsque l'isolation électrique du capteur est nécessaire ou bien lorsque la planéité de la surface est insuffisante. On utilise souvent un goujon fileté à une extrémité muni d'un disque plat à l'autre extrémité pour collage sur la structure. Les points suivants doivent être respectés :

- la surface doit être nettoyée conformément aux recommandations du fabricant,
- en général une fine couche de colle est recommandée car c'est le système qui présente le plus de rigidité,

- les colles dures du type thermodurcissables sont préférables aux colles siccatives (ces dernières ont tendance à rester molles à l'intérieur et de ce fait à diminuer la fréquence de résonance),

☞ Fixations diverses :

Beaucoup d'essais de routine peuvent être effectués avec succès en fixant le capteur avec une fine couche de cire à prise rapide dure, en utilisant du ruban adhésif à double face que l'on peut fixer par pression ou bien en utilisant un mode magnétique de fixation. Le domaine d'application de ces méthodes est strictement limité en amplitude et en fréquence. Dans les cas incertains, la fréquence de résonance fondamentale doit être étudiée de manière expérimentale.

Chapitre IV

Typologie Spectrale

Chapitre IV

Typologie Spectrale

4.1. Problèmes électriques

4.1.1. Excentricité du stator, courts-circuits et pertes dans le fer

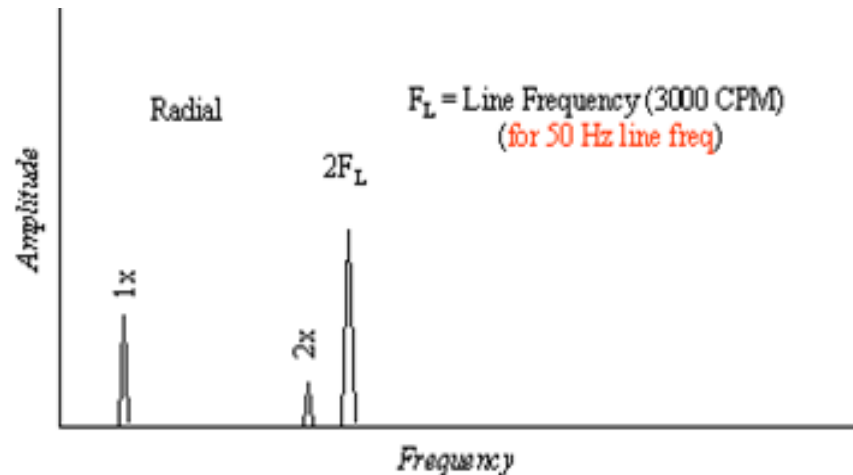


Fig 3.1 : Spectre typique relatif

Les problèmes du stator génèrent de hautes vibrations à deux fois la fréquence de ligne ($2f_l$). L'excentricité du stator produit une ouverture d'air irrégulière entre le rotor et le stator qui produisent des vibrations orientées. L'ouverture d'air différentielle ne doit pas excéder 5% pour les moteurs à induction et 10% pour les moteurs synchrones. Les supports mous et socle déformé peuvent produire un stator excentrique. Les pertes dans le fer sont dues à la faiblesse ou les déformations dans le support du stator. Les courts-circuits dans le stator causent un échauffement irrégulier localisé qui peut augmenter significativement avec la durée de fonctionnement.

4.1.2. Excentricité de l'ouverture de passage de l'air

F_L = Electrical Line Frequency

N_s = Synch Speed = $20F_L/P$

F_s = Slip Freq. = $N_s - \text{RPM}$

F_p = Pole Pass Freq. = $F_s * P$

P = Number of Poles

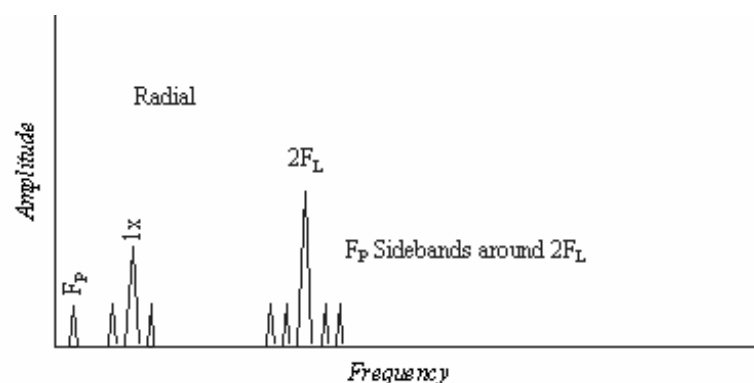
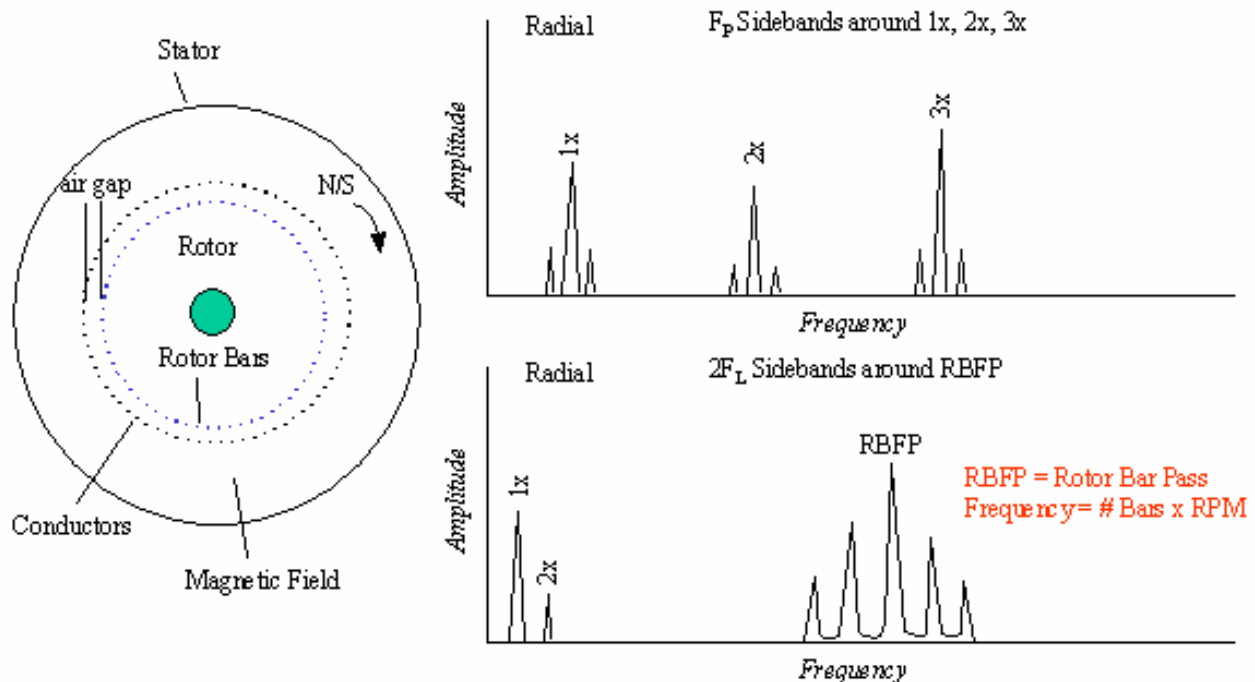


Fig 3.2 : Spectre relatif à l'excentricité de l'ouverture de passage de l'air

Les rotors excentriques produisent une ouverture d'air variable tournante entre le rotor et le stator ce qui induit des vibrations pulsées (normalement entre $2f_l$ et le plus proche harmonique, la vitesse de fonctionnement). Souvent ceci nécessite un agrandissement pour séparer ($2f_l$) et l'harmonique de la vitesse de fonctionnement. Les rotors excentriques génèrent ($2F_l$) entourées de comme bandes latérales de la fréquence de passage des pôles (F_p) aussi bien que comme bandes latérales (F_p) autour de la vitesse de fonctionnement. F_p elle-même paraît à basse fréquence (Fréquence de passage de pôle = Fréquence de Glissement x nombre de Pôles). Les valeurs les plus courantes de F_p varient approximativement de 20 à 120 CPM (30 – 2.0 Hz)

4.1.3. Problèmes relatifs au rotor



Des barres cassées ou fêlées d'un rotor, ou des spires court-circuitées, mauvais joints entre les barres du rotor et les spires court-circuitées, ou tôles du rotor court-circuitées produiront des vibrations haute à la 1x vitesse de fonctionnement avec les bandes latérales à la fréquence de passage des pôles (F_p). En plus, si les barres du rotor sont fêlées généreront le plus souvent des bandes latérales F_p autour du 3^e, 4^e et la 5^e harmoniques. Si les barres sont desserrées du rotor on aura la 2x et la fréquence $2f_l$ comme bandes latérales entourant la fréquence de passage des barres du rotor (RBPF) et/ou ses harmoniques (RBPF = Nombre de barres du rotor x RPM). Souvent ceci donne des niveaux très hauts à la $2xRBPF$, et seulement de petite amplitudes à la fréquence 1x RBPF.

4.1.4. Problème de câblage

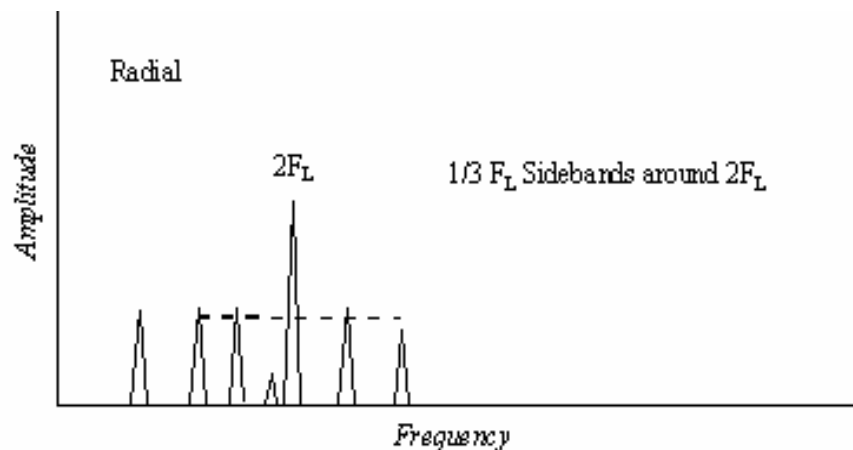


Fig 3.4 : Spectre relatif au problème de câblage

Les problèmes de câblage dus à un desserrage ou coupure des connecteurs peuvent causer des vibrations excessives à 2 fois la fréquence de ligne ($2F_L$) qui aura des bandes latérales autour d'elle à $1/3$ de la fréquence de ligne ($1/3 F_L$). Les niveaux à la fréquence $2F_L$ peuvent excéder 25 mm/s, si aucune correction n'est apportée. Ceci représentera particulièrement un problème si le connecteur défectueux est uniquement sporadiquement assurant le contact et périodiquement non.

4.1.5. Moteurs synchrones

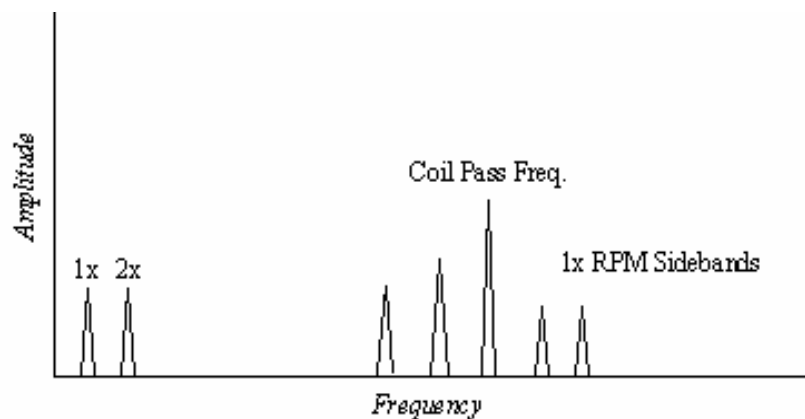


Fig 3.5 : Spectre relatif à un moteur synchrone

Les pertes dans les bobines du stator dans les moteurs synchrones génèrent une légère haute vibration à la fréquence de passage des bobines (CPF) qui est égale aux nombres de bobines statoriques x RPM (nombre de bobines statoriques = Nombre de Pôles x nombre de Bobines/Pole). La fréquence de passage dans les bobines sera entourée par des bandes latérales à la fréquence RPM.

4.1.6. Problèmes relatifs aux moteurs a courant continu CC

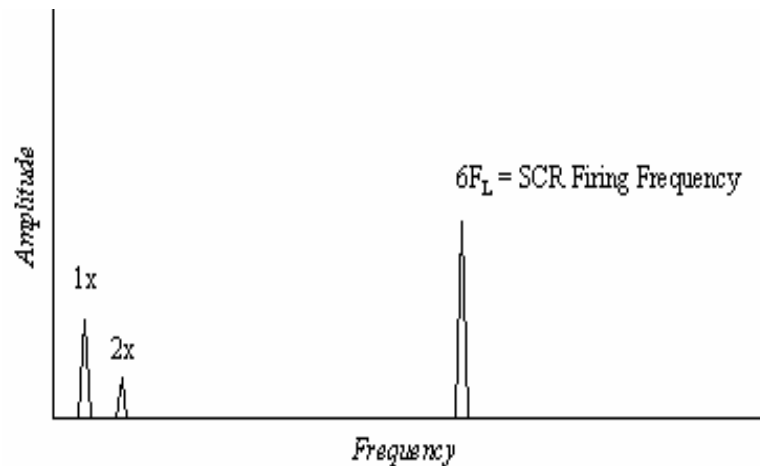


Fig 3.6 : Spectre relatif au moteur à CC

Les problèmes relatifs aux moteurs à CC peuvent être détectés par des amplitudes plus hautes que la normale comme la fréquence d'allumage SCR et ses harmoniques. Ces problèmes englobent les mauvaises SCR, connexions ou desserrées et les coupures des enroulements de l'induit. D'autres problèmes tels qu'un fusible desserré ou grillé et les cartes de commande en court-circuit peuvent causer des pics ayant de hautes amplitudes à 1fl jusqu'à 5fl (la fréquence de ligne)

4.2. Problèmes de courroie d'entraînement

4.2.1. Usure, glissement ou courroies inadaptées

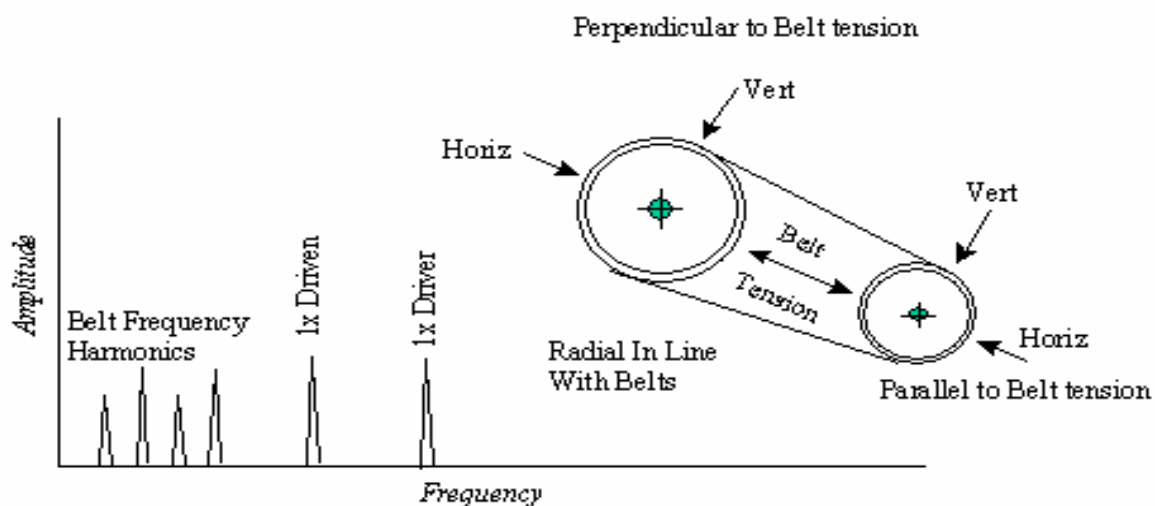


Fig 3.7 : Spectre relatif à l'usure, glissement ou courroies inadaptées

Les fréquences de courroie sont au dessous de la fréquence de rotation du moteur, ou de la machine entraînée. Quand elles sont usées, présentant des glissements ou sont inadaptées, elles donnent normalement 3 à 4 fois la fréquence de rotation de la courroie. Souvent le deuxième harmonique est le pic dominant. Les amplitudes sont normalement instables, des fois oscillant avec soit le RPM d'entraînement ou de l'élément entraîné. Une usure ou un désalignement de la poulie est indiqué par de hautes amplitudes de la fréquence de rotation de la courroie.

4.2.2. Désalignement courroie/poulie

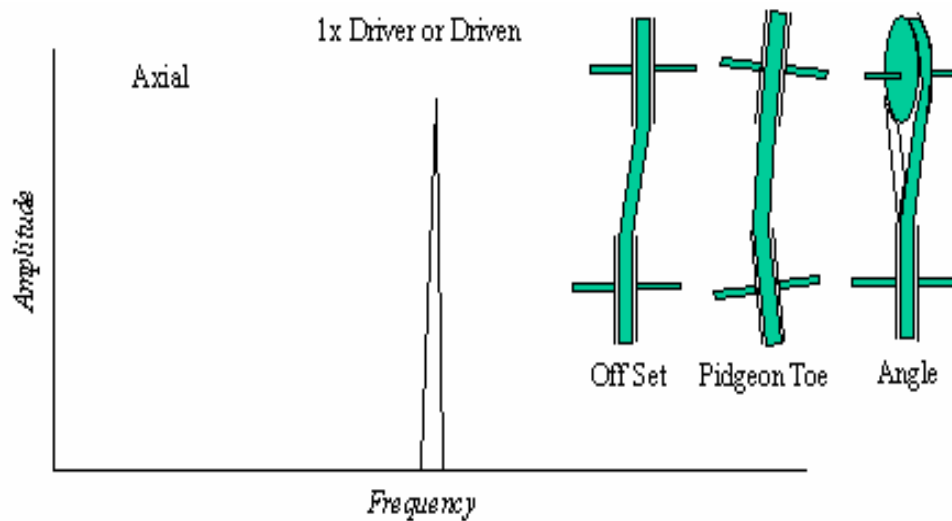


Fig 3.8: Spectre relatif au désalignement courroie/poulie

Le désalignement des poulies produit de hautes vibrations à 1x RPM et dominantes dans le sens axial. Le rapport des amplitudes du dispositif d'entraînement et de l'élément entraîné RPM dépend du point de prise de mesure, aussi de la masse relative, et de la raideur de la carcasse. Souvent avec un désalignement de la poulie, la plus haute vibration axiale sera au niveau du RPM du ventilateur (élément entraîné).

4.2.3. Poulie Excentrique

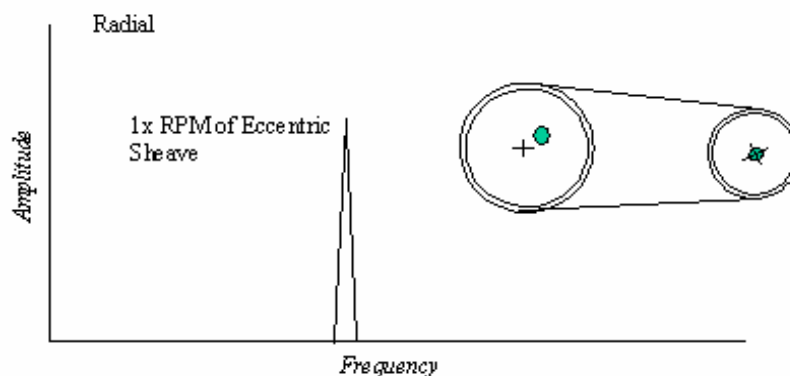


Fig 3.9 : Spectre relatif à une poulie excentrique

Les poulies excentriques et/ou déséquilibrées causent de hautes vibrations à 1x RPM de cette poulie. L'amplitude est normalement plus haute dans la direction de la ligne de la courroie, et doit apparaître au niveau des paliers du dispositif d'entraînement et de l'élément entraîné. Il est possible quelques fois d'équilibrer les poulies excentriques en fixant des rondelles sur le système de verrou conique de la courroie. Toutefois, même étant équilibré, l'excentricité provoquera des vibrations et des forces qui provoquent la fatigue des courroies.

4.2.4. Résonance de la courroie

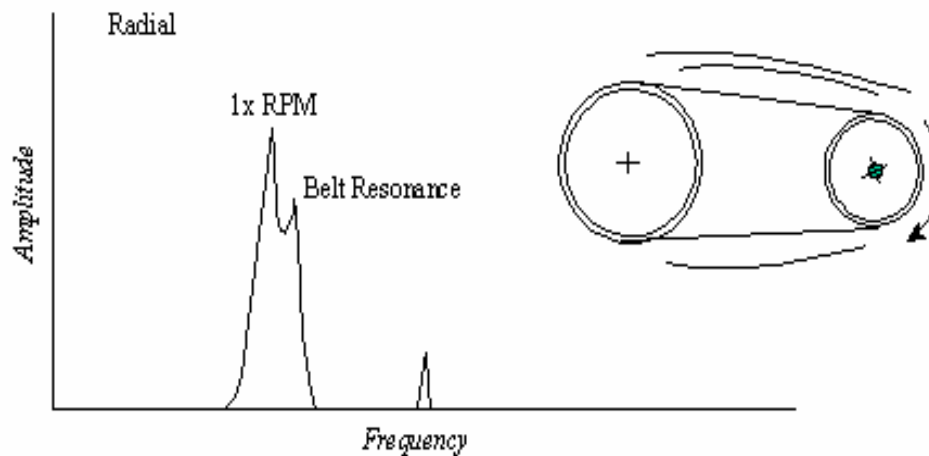


Fig 3.10 : Spectre relatif à la résonance d'une courroie

La résonance d'une poulie peut causer de hautes amplitudes si la fréquence naturelle de la courroie approchera ou coïncidera avec le RPM du moteur ou de la machine entraînée. La fréquence naturelle de la courroie peut être altérée par soit le changement de la tension de la courroie ou sa longueur. En tendant et desserrant la courroie, la fréquence de résonance peut être détectée en mesurant la réponse sur les poulies ou les paliers.

4.3. Problèmes relatifs aux engrenages

4.3.1. Le spectre d'un engrenage sain

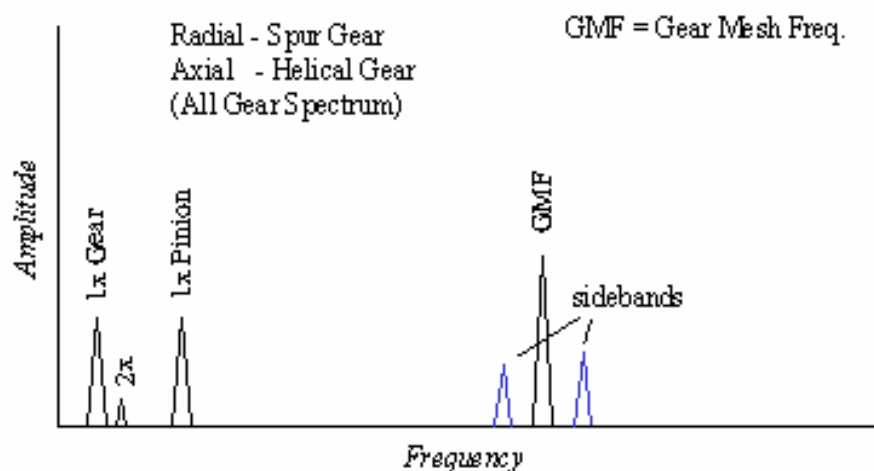


Fig 3.11 : Spectre typique d'un engrenage sain

Un spectre normal montre des fréquences de 1x et 2x RPM tout avec la fréquence d'engrènement (GMF). Communément GMF aura des bandes latérales autour d'elle relative a la fréquence de la vitesse de l'arbre auquel la roue dentée est attaché. Tous les pics sont de faible amplitude et aucune des fréquences propres du pignon n'est excitée.

4.3.2. Denture d'engrenage usée

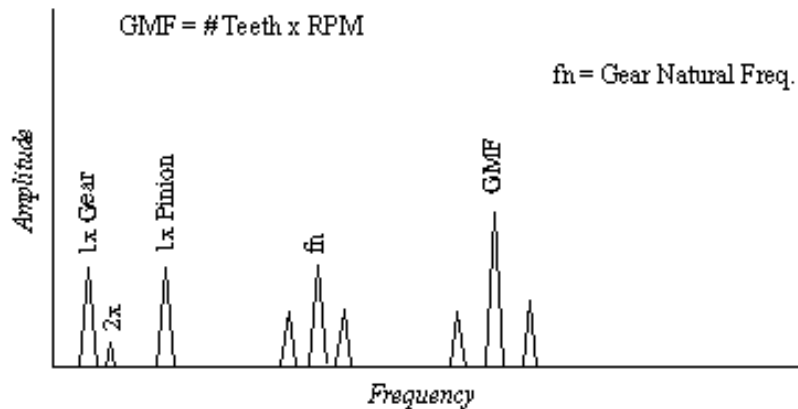


Fig 3.12: Spectre typique une roue à dent usée

Un indicateur clé de l'usure d'une dent de pignon est l'excitation de la fréquence propre de la roue, avec des bandes latérales autour d'elle espacées a la vitesse de fonctionnement de la mauvaise roue. La fréquence d'engrènement du pignon (GMF) peut ou non changer en amplitude, quoique des bandes latérales a haute amplitude entourant GMF souvent auront lieu quand l'usure est notable. Les bandes latérales peuvent être un très bon indicateur d'usure meilleur que les fréquences d'engrènement elles mêmes.

4.3.3. Denture chargée

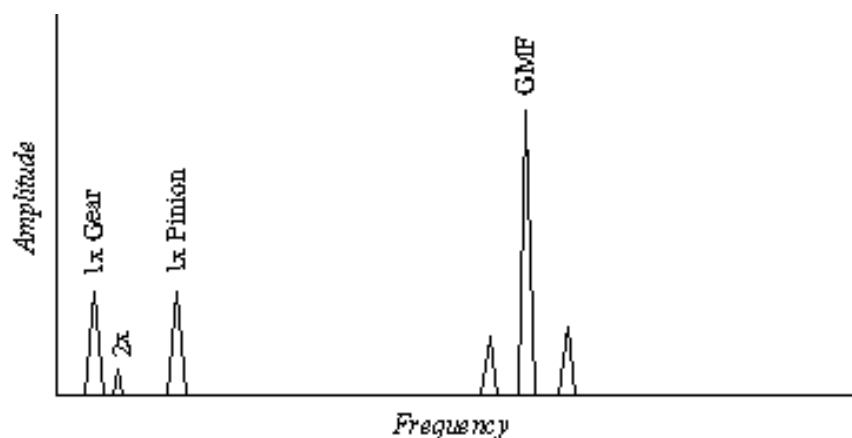


Fig 3.13 : Spectre typique d'une denture chargé

Les fréquences d'engrènement d'un pignon sont souvent très sensibles a la charge. De hautes amplitudes de GMF n'indiquent pas nécessairement qu'il y a un problème, particulièrement si les fréquences de bande latérale restent faibles et aucune des fréquences propres du pignon n'est excitée. Chaque analyse doit être faite avec la charge maximale.

4.3.4. Engrenage excentrique et répercussion (contre-coup)

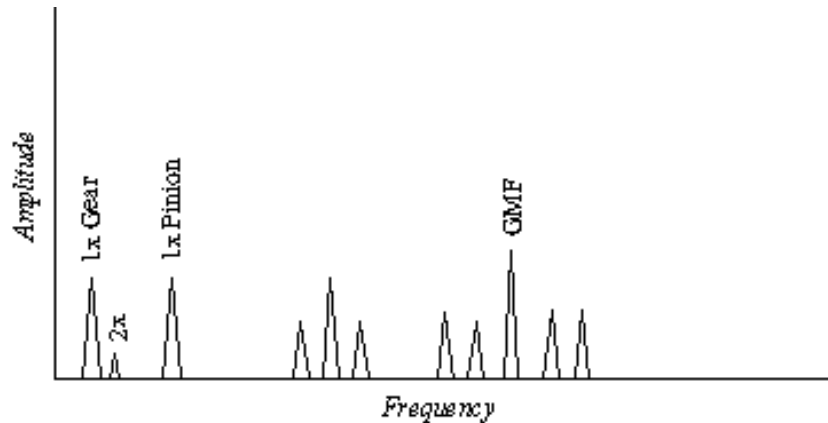


Fig 3.14 : Spectre relatif à une roue à contre coup

Des amplitudes légèrement hautes des bandes latérales autour de GMF signifient le plus souvent une excentricité d'une roue, une répercussion ou des arbres non parallèle. La roue source du problème est identifiée par l'espacement des fréquences des bandes latérales. Normalement une percussion incorrecte excite GMF et les fréquences naturelles des roues, ces deux dernières seront entourées à $1x$ RPM. Les amplitudes de la GMF décroîtront le plus souvent avec l'augmentation de la charge si la percussion est la source du problème.

4.3.5. Désalignement de la roue dentée

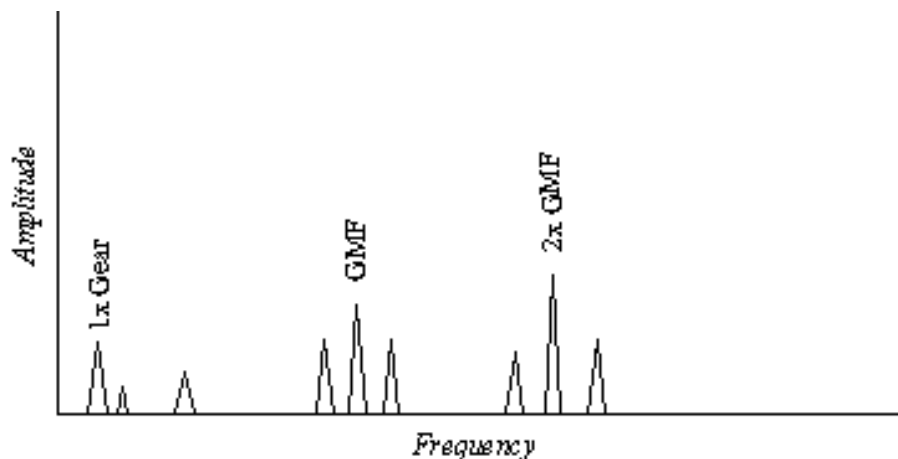


Fig 3.15 : Spectre typique d'un désalignement d'une roue dentée

Le désalignement des pignons excite presque toujours les harmoniques GMF du second ordre ou supérieur qui sont entourées de la vitesse de fonctionnement. Le plus souvent ceci donne des faibles amplitudes à $1x$ GMF, mais des niveaux plus importants à $2x$ ou $3x$ GMF. Il est important de s'étaler une bande de fréquence largement grande pour capturer au moins le deuxième harmonique GMF si le transducteur le permet.

4.3.6. Craquelure ou cassure des dents de la roue

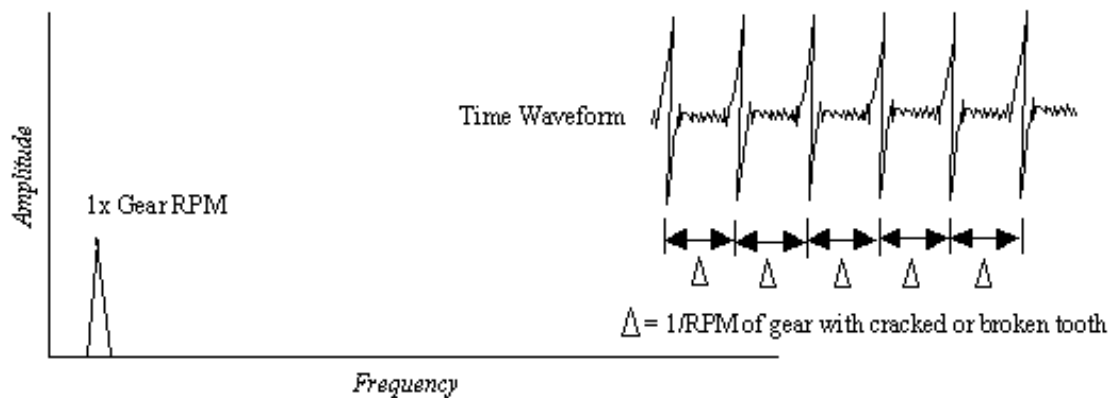


Fig 3.16 : Spectre relatif aux dents cassées

Une dent fêlée ou cassée générera une haute amplitude $1xRPM$ de cette roue, en plus ceci excite la fréquence naturelle de la roue (f_n) entourée de la vitesse de fonctionnement. Cette procédure assure une détection meilleure de la forme d'onde (dans le domaine temporel) qui montre une pointe marquée chaque fois la dent source du problème quand elle essaie d'engrener avec les dents sur le roue d'accouplement. Le temps entre les différents impacts (Δ) correspondra à $1/\text{vitesse}$ du pignon source du problème. Les amplitudes de la pointe d'impact dans le sens de la forme d'onde (dans le régime temporel) seront le plus souvent plus importantes que celles de $1x RPM$ du pignon dans la FFT.

4.4. Les contraintes hydraulique et aérodynamique

4.4.1. Passage des pales et des aubes

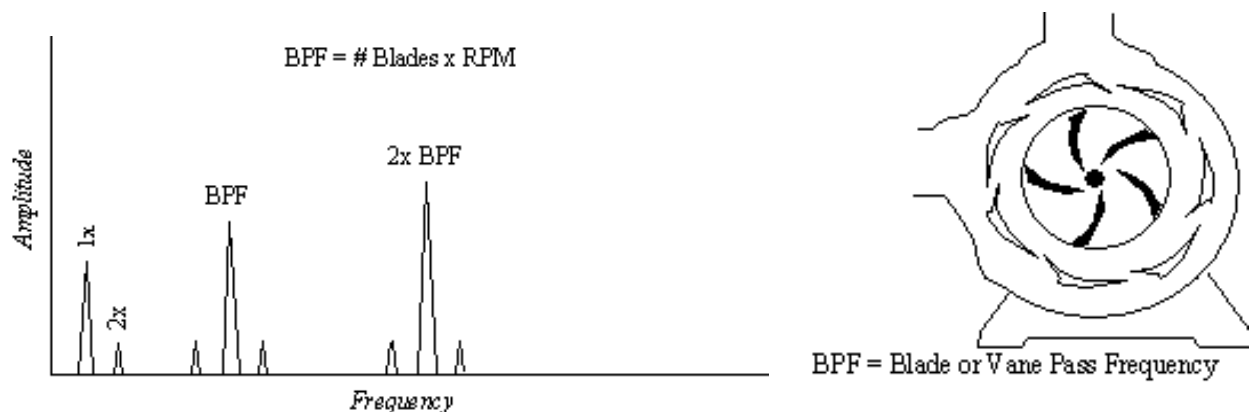


Fig 3.17 : Spectre relatif au passage des aubes/pales

La fréquence de passage des ailettes (BPF) = Nombres des ailettes (ou turbines) \times RPM. Cette fréquence existe dans les pompes, ventilateurs et les compresseurs et normalement ne pose aucun problème. Toutefois, une large amplitude de la BPF (et ses harmoniques) peut être

générée dans la pompe si l'espace entre les turbines rotatives et les diffuseurs immobiles n'est pas maintenu le même dans tous les sens autour. Aussi, la BPF (ou ses harmoniques) coïncide des fois avec la fréquence propre d'un système provoquant de grandes vibrations. Une grande BPF peut être générée si les l'ampleur de l'usure dans la bague sur l'arbre ou si les soudures de fixation des diffuseurs font défaut. Aussi, une grande BPF peut être causée par une brusque flexion sur la canalisation, obstructions qui perturbe la trajectoire de l'écoulement, ou si le rotor de la pompe ou du ventilateur est positionné excentriquement à l'intérieur de son emplacement.

4.4.2. Turbulence des écoulements

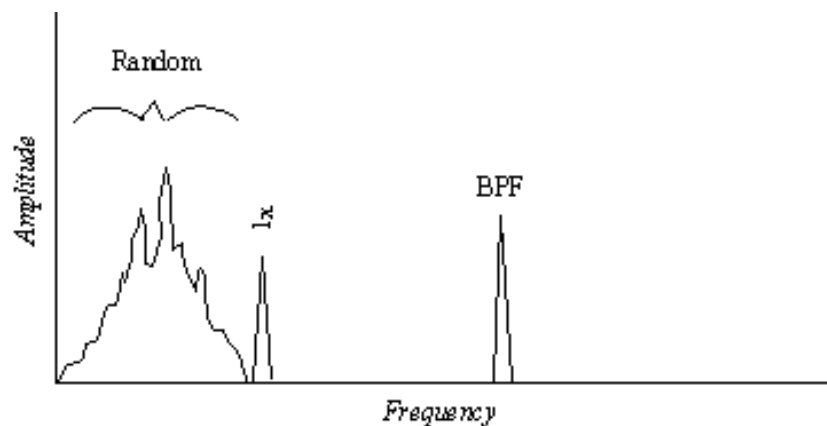


Fig 3.18 : Spectre relatif aux turbulences

Souvent, les turbulences dans l'écoulement prennent lieu dans les soufflantes à cause des variations dans la pression ou la vitesse de l'air passant à travers le ventilateur ou le chemin d'écoulement. Cette perturbation dans l'écoulement provoque des turbulences qui vont générer des vibrations aléatoires à basse fréquence, typiquement dans la gamme de 20 à 200 CPM.

4.4.3. Cavitation

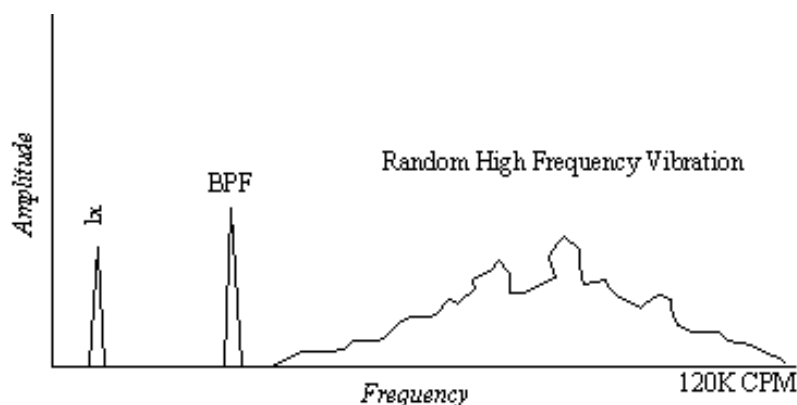


Fig 3.19 : Spectre relatif à la cavitation

Normalement, la cavitation génère une énergie large bande a haute fréquence qui est des fois superposée avec les harmoniques de la fréquence de passage des ailettes. Normalement ceci indiquera une pression d'aspiration insuffisante. La cavitation peut être tout a fait destructive pour les éléments internes d'une pompe si elle n'est pas corrigée. Elle peut particulièrement éroder les turbines. Une fois elle prend lieu, un son, similaire au passage du gravier dans la pompe, est émis.

4.5. Les balourds

4.5.1. Le balourd statique

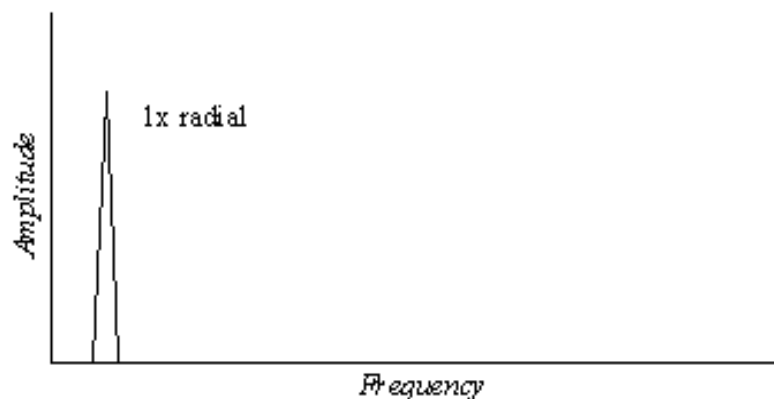


Fig 3.20 : Spectre relatif au balourd statique

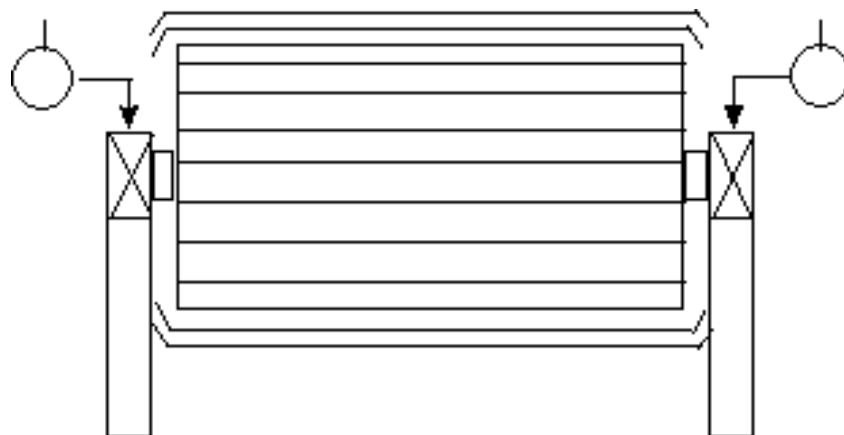


Fig 3.21 : Mesure de phase

La force de déséquilibre est en phase et constante. L'amplitude due a ce déséquilibre augmentera par le carré de la vitesse (3x augmentation dans la vitesse = 9x des vibrations plus importantes. 1x RPM est toujours présente et normalement domine le spectre. Peut être corrigé par placement d'une seule masse d'équilibrage dans un seul plan au niveau du centre de gravité du rotor

4.5.2. Le balourd dynamique

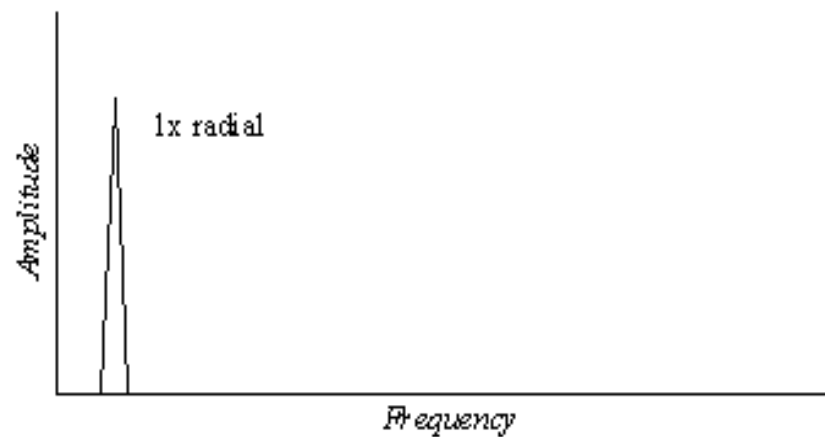


Fig 3.22 : Spectre relatif au balourd dynamique

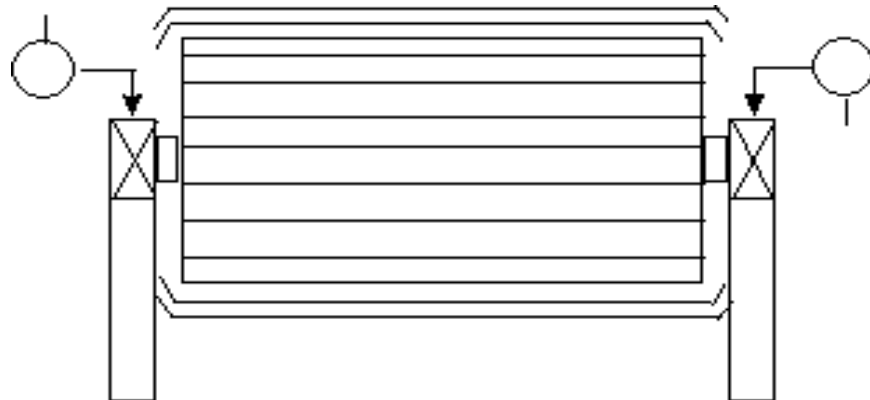


Fig 3.23 : Mesure de phase

Le couple de déséquilibre tend vers 180 degrés en opposition de phase sur le même arbre. 1x toujours présente et normalement domine le spectre. L'amplitude varie avec le carré de l'augmentation de vitesse. Peut causer de grandes vibrations aussi bien axiales que radiales. La correction exige le placement de poids d'équilibrage sur au moins deux plans. Il est à noter qu'une différence de phase d'environ 180 degrés doit exister entre les bords internes et externes aussi bien dans le sens horizontal que dans le sens vertical.

4.5.3. Déséquilibre d'un rotor en porte à faux



Fig 3.24 : Spectre relatif au déséquilibre d'un rotor en porte à faux

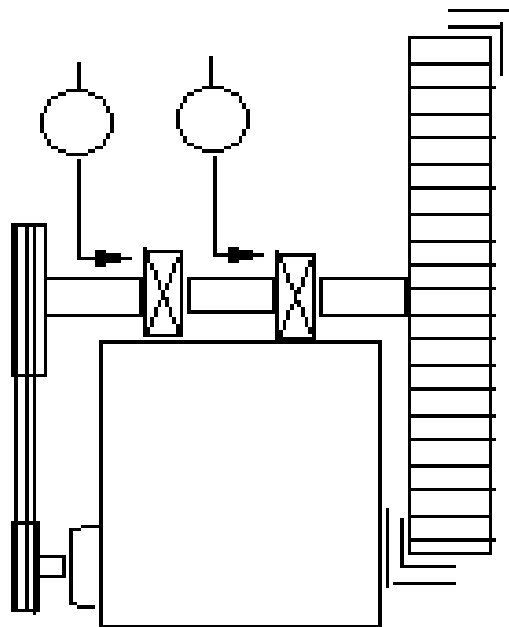


Fig 3.25 : Mesure de phase

Le déséquilibre d'un rotor en porte à faux cause de hautes 1x vibrations dans les deux sens axial et radial. Les lectures axiales pouvaient être variables. Les rotors en porte à faux présentent le plus souvent un déséquilibre de couple et de force dont chacun nécessite une correction.

4.5.4. Rotor excentrique

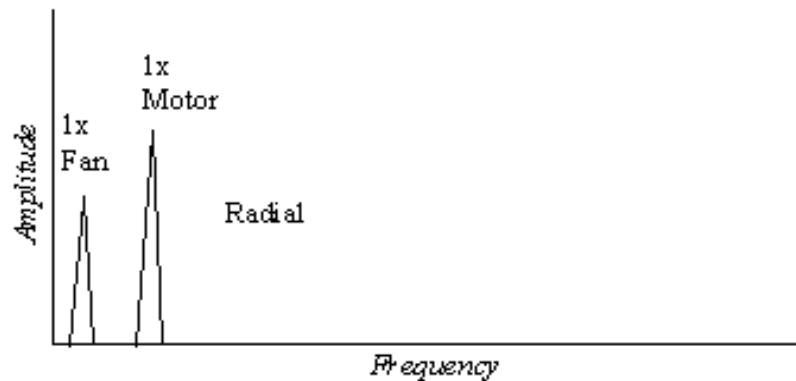


Fig 3.26: Spectre relative à un rotor excentrique

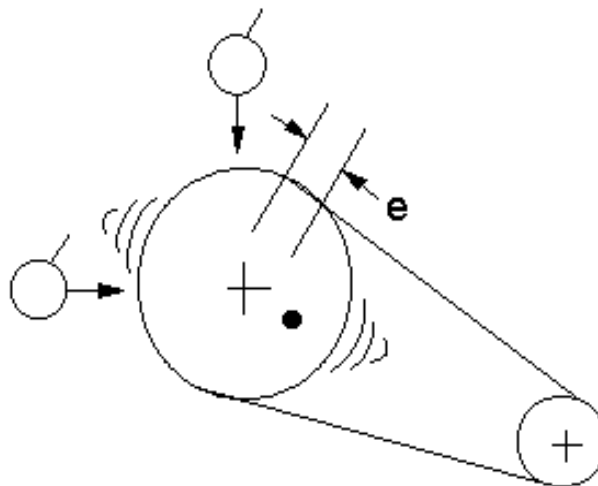


Fig 3.27 : Mesure de phase

L'excentricité prend lieu quand le centre de rotation est décalé par rapport au centre géométrique d'une poulie, un engrenage, un roulement, les armatures d'un moteur, etc... La vibration la plus large aura lieu à 1x RPM d'un élément excentrique dans une direction à travers les centres des deux rotors. Une lecture comparative des valeurs de phase horizontale et verticale révèle le plus souvent des différences de 0 degré ou de 180 degré. Le plus souvent, les tentatives d'équilibrage d'un rotor excentrique permettent de réduire les vibrations dans un seul sens, tout en les amplifiant dans l'autre sens radial (tout dépend du taux d'excentricité)

4.5.5. Arbre fléchi

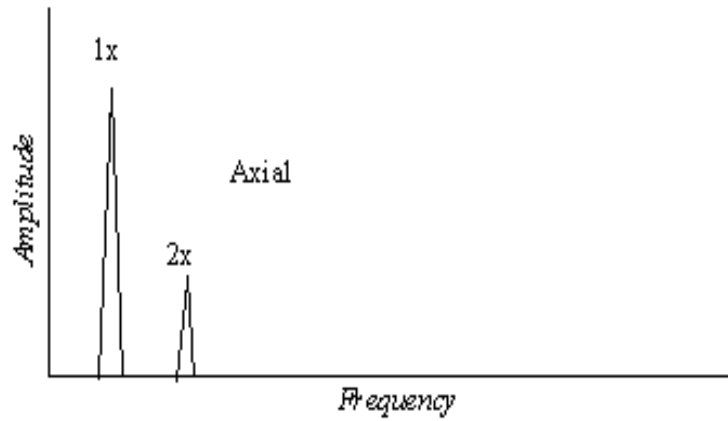


Fig 3.28 : Spectre relatif à un arbre fléchi

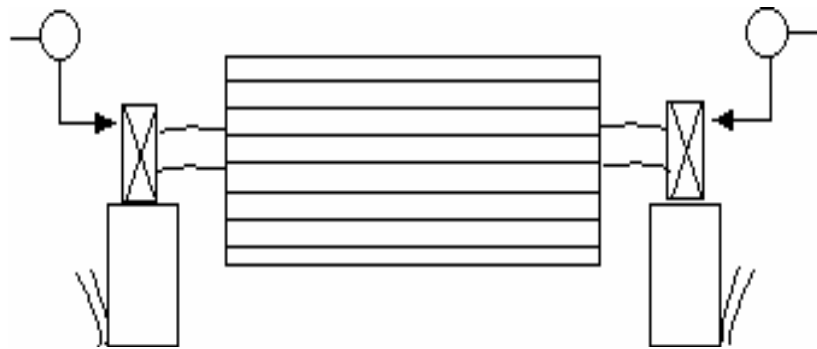


Fig 3.29 : Mesure de phase

Les problèmes des rotors fléchis cause de hautes vibrations dans le sens axial avec des différences de phase axiales tendant vers 180 degré sur le même élément de machine. Les vibrations dominantes prendront naissance a 1x si la flexion est près du centre de l'arbre, mais a 2x si la flexion est près des supports.

4.6. Desserrage mécanique : Desserrage des fixations mécaniques

➤ Type A

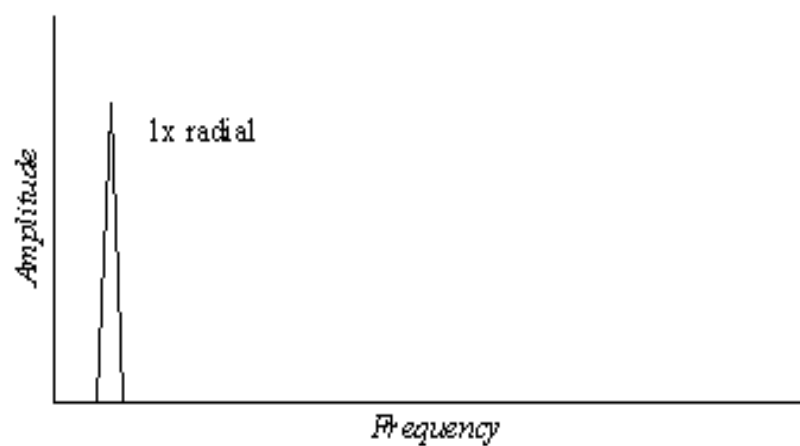


Fig 3.30 : Spectre relatif au desserrage des fixations mécaniques « Type A »

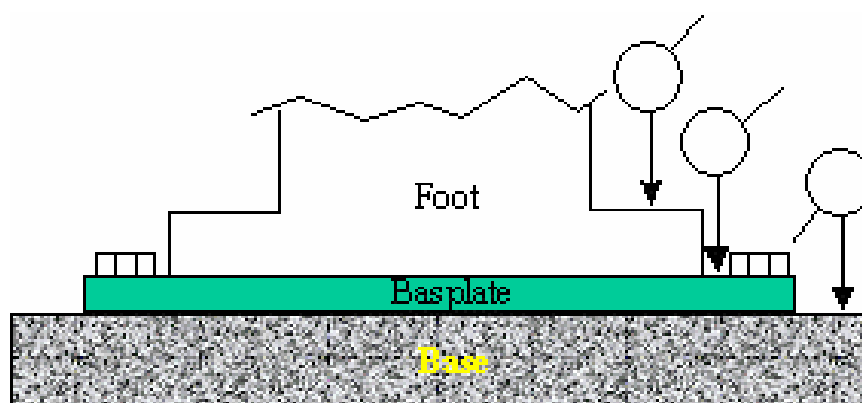


Fig 3.31 : Mesure de phase « Type A »

➤ **Type B**

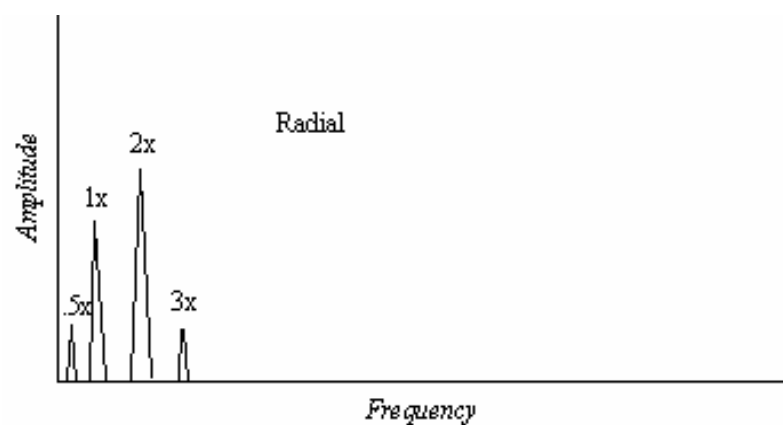


Fig 3.32 : Spectre relatif au desserrage des fixations mécaniques « Type B »

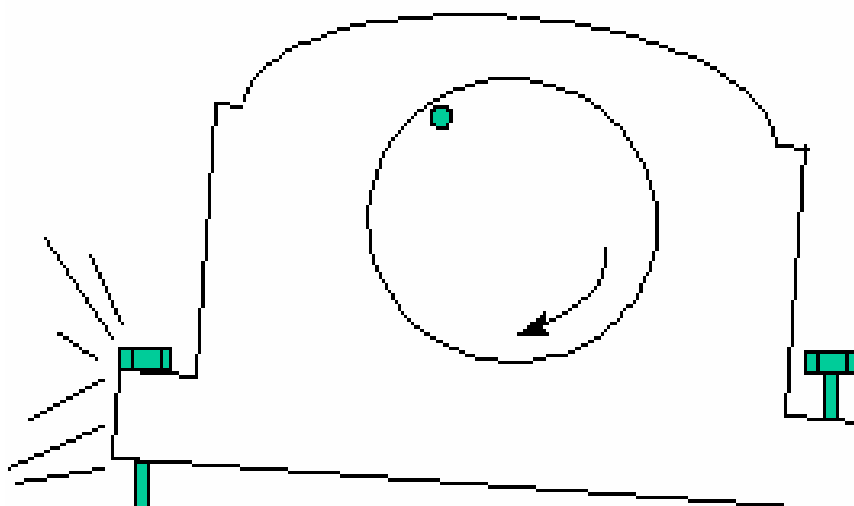


Fig 3.33 : Mesure de phase « Type B »

➤ Type C

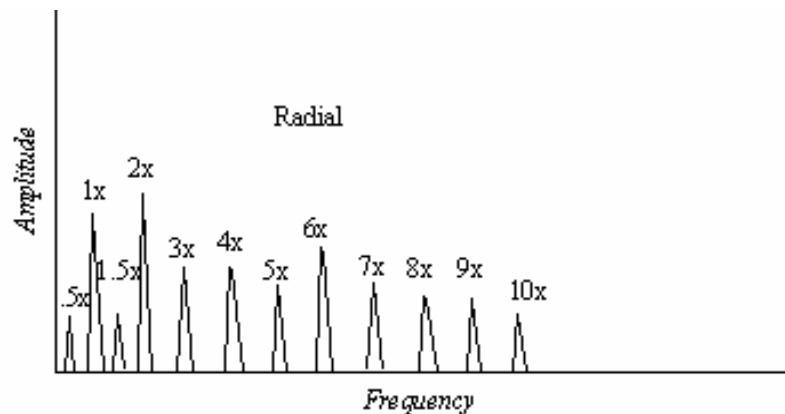


Fig 3.34 : Spectre relatif au desserrage des fixations mécaniques « Type C »

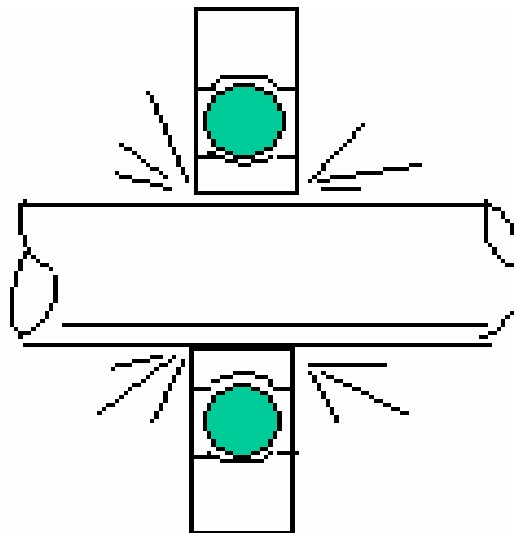


Fig 3.35 : Mesure de phase « Type C »

Les desserrages mécaniques sont classées de type A, B ou C. Le type A est causé par le jeu/faiblesse des supports de la machine, de la plate-forme ou les fondations, aussi par le desserrage des boulons de fixation. L'analyse de phase peut révéler une différence de phase de 180 degré approximativement entre les mesures verticales sur le support de la machine, sa base inférieure et la plate-forme elle-même.

Le type B est généralement génère par la perte des boulons du support de bloc, fissures dans la structure ou un palier piédestal. Le type C est normalement causé par un ajustement impropre entre les différentes parties des éléments qui donneront lieu à plusieurs harmoniques à cause de la non-linearité de la réponse des parties desserrées aux forces dynamiques provenant du rotor. Le type C est le plus souvent causé par un desserrage d'un roulement au niveau de son couvercle, un jeu excessif dans le manche ou les élément tournant d'un

roulement ou encore un desserrage au niveau de l'arbre. La phase du type C est souvent instable et peut largement varier d'une mesure à un autre, particulièrement si le rotor change de position sur l'arbre d'un démarrage à un autre. Les desserrages mécaniques sont le plus souvent dirigés vers le haut et peuvent causer de notables différences dans les lectures si on compare les niveaux en incrémentant de 30 degrés dans le sens radial tout autour de l'encoche d'un seul palier. Aussi, notons que les desserrages souvent causent des multiples de sous harmoniques à exactement $1/2$ ou $1/3$ x rpm ($0.5x$, $1.5x$, $2.5x$, etc....)

4.7. Désalignement

4.7.1. Désalignement angulaire

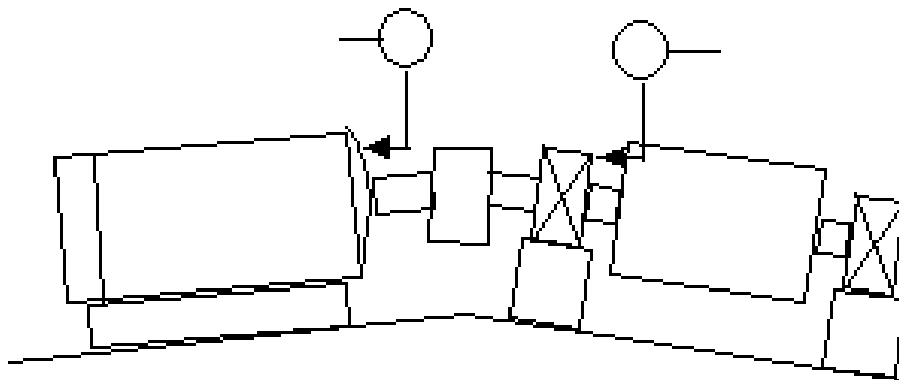


Fig 3.36 : Mesure de phase

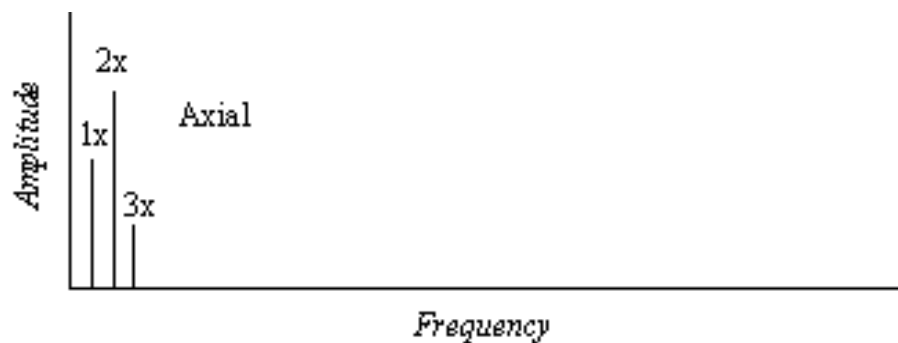


Fig 3.37 : Spectre relatif au désalignement angulaire

Le désalignement angulaire est caractérisé par une haute vibration axiale, 180° de déphasage en travers l'accouplement. Normalement nous aurons une haute vibration axiale avec les deux $1x$ et $2x$ rpm. Toute fois, il n'est pas habituel que l'un ou l'autre des $1x$, $2x$, ou $3x$ soit dominante. Ces symptômes peuvent aussi bien indiquées un problème d'accouplement.

4.7.2. Désalignement parallèle

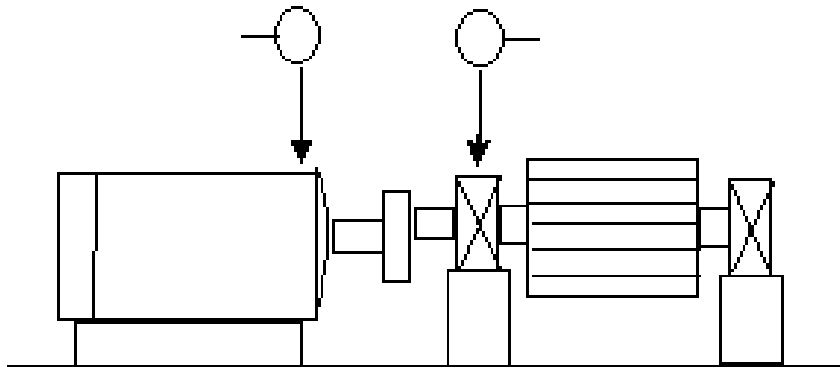


Fig 3.38 : Mesure de phase

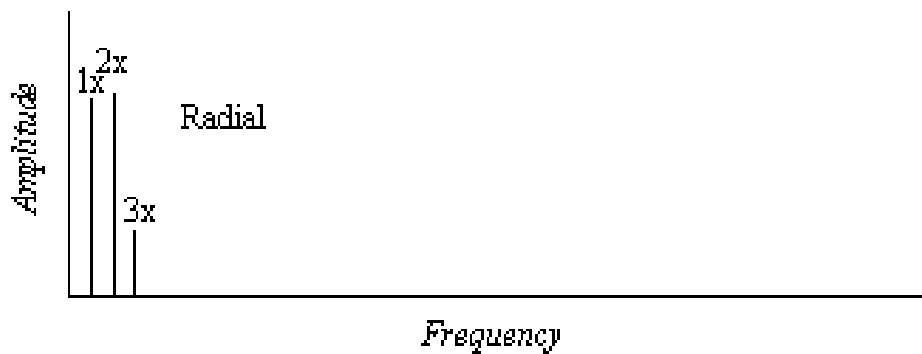


Fig 3.39 : Spectre relatif au désalignement parallèle

Les symptômes sont identiques que ceux des vibrations angulaires, mais plus haut dans la direction radiale qui approche 180° de déphasage à travers l'accouplement. La 2x est souvent plus grande que la 1x, mais sa hauteur relative à 1x est conditionnée par le type et la construction de l'accouplement. Quand l'un ou l'autre des désalignements devient pondérant, il peut générer soit des pics à grande amplitude à des harmoniques d'ordre élevé (4x jusqu'à 8x) ou même une série entière d'harmoniques à haute fréquence similaires en apparence aux pertes mécaniques.

4.7.3. Désalignement du roulement monté de travers sur l'arbre

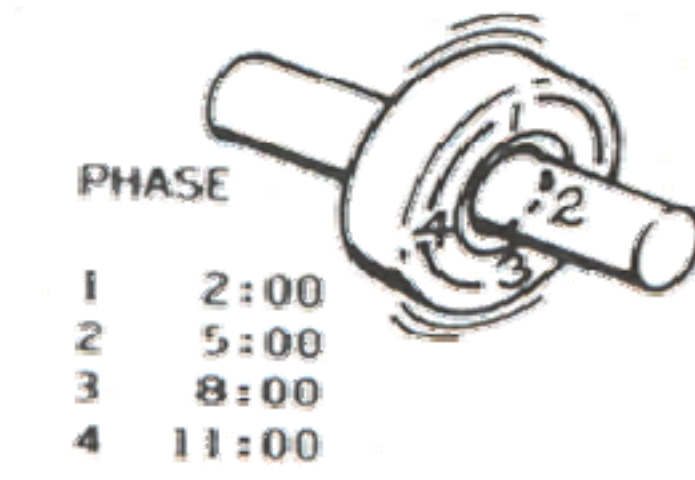


Fig 3.40 : Mesure de phase

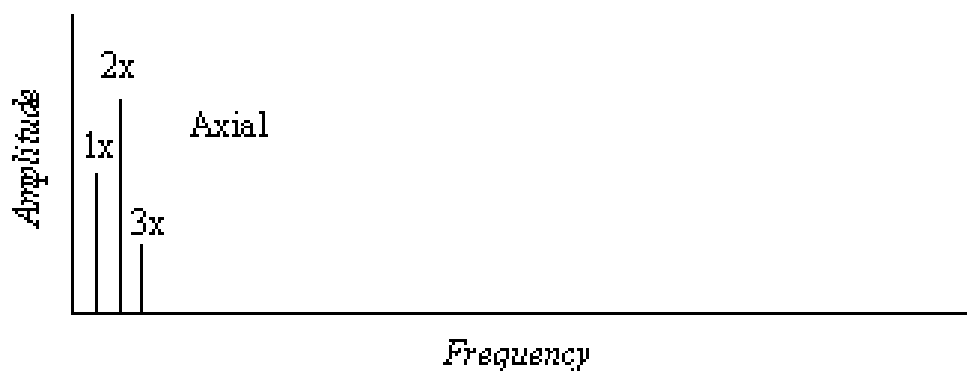


Fig 3.41: Spectre relative au mauvais montage d'un roulement sur un arbre

Mis de travers, un roulement génère de considérables vibrations axiales. Peut causer un mouvement tortueux avec approximativement 180° de décalage de phase du haut vers le bas et /ou d'un côté à l'autre comme mesurer dans la direction axiale du même logement du roulement. Même avec l'alignement de l'accouplement ou l'équilibrage du rotor on n'arrivera pas à régler le problème. On doit démonter et remonter correctement le roulement.

4.8. Résonance

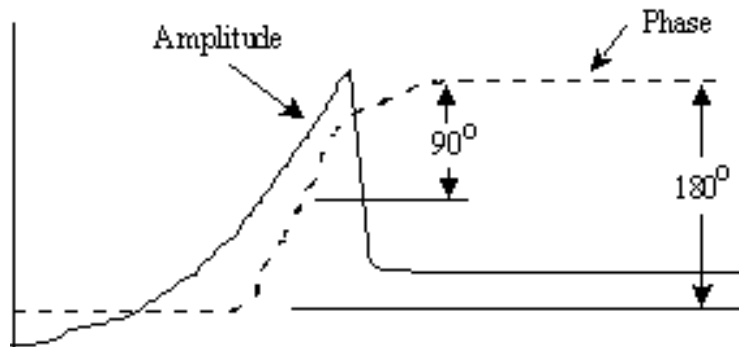


Fig 3.42 : Spectre Typique à la résonance

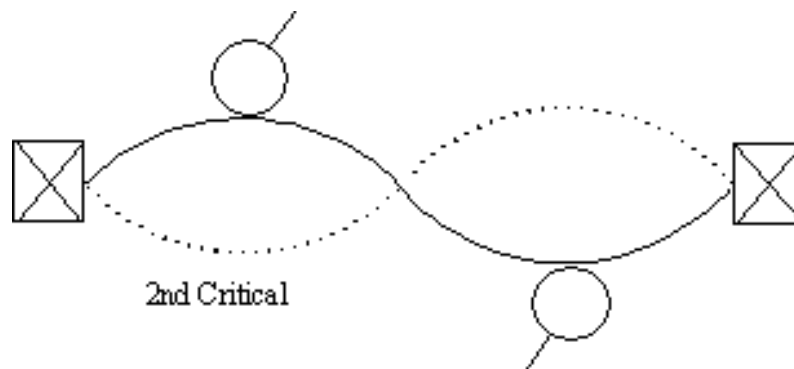


Fig 3.43 : Mesure de phase

La résonance prend naissance quand une fréquence d'excitation coïncide avec la fréquence propre d'un système, et peut causer une amplification d'amplitude dramatique qui peut déboucher sur une panne prématurée ou même catastrophique. Ceci peut être une fréquence propre du rotor mais peut le plus souvent provenir de la carcasse, les fondations, la boîte à vitesse et même les courroies d'entraînement. Si un rotor est en ou proche de la résonance, il sera presque impossible de l'équilibrer à cause du décalage en phase important engendré (90 degré à la résonance, à peu près 180 degré quand il passe à travers). Ce problème exige le plus souvent un changement de la place des fréquences propres. Les fréquences propres ne varient avec un changement de vitesse, ces aides facilitent leur identification.

4.9. Roulement de palier

Les quatre étapes de la défaillance d'un roulement

➤ Etape 1

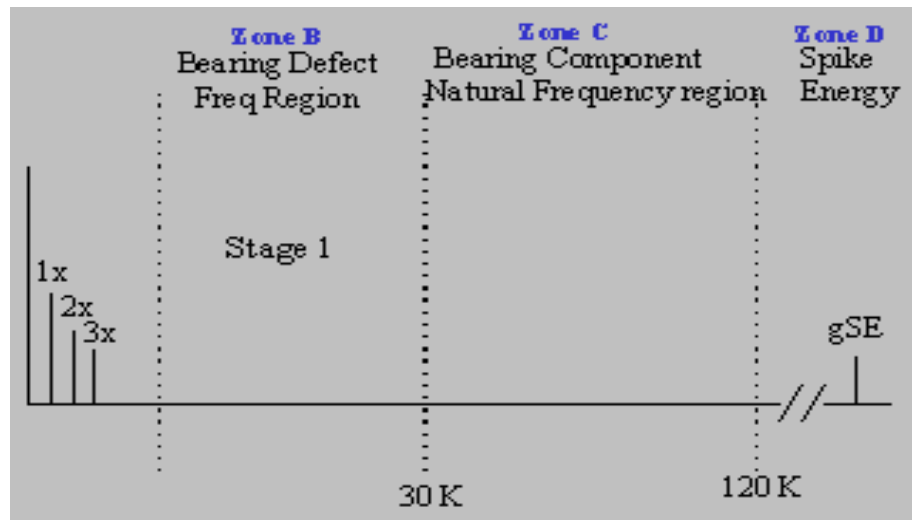


Fig 3.44 : Spectre typique de la première étape

Les premiers signes indicateurs des problèmes du roulement apparaissent avec des fréquences ultrasoniques dans la plage des fréquences approximativement vers 20.000 – 60.000 Hz. Ces fréquences sont évaluées par une pointe d'énergie (gSE), HFD (g) et choc pulsé (dB). Par exemple, la première pointe d'énergie de la première étape est 25 gSE (cette valeur dépend du point de mesure et de la vitesse de rotation)

➤ Etape 2

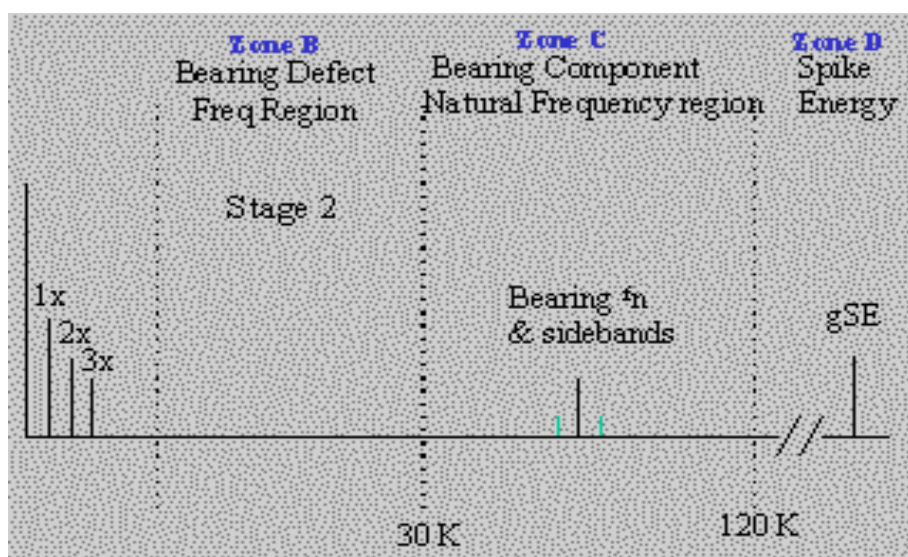


Fig 3.45: Spectre typique de la deuxième étape

La moindre défection du roulement commence au niveau des bagues en ce manifestant avec les fréquences naturelles (f_n) qui prédomine dans la plage de 30 –120 KCPM. Avec des bandes latérales autour de du pic de fréquence naturel (f_n) en fin de la deuxième étape. La pointe d'énergie grimpe jusqu'à 50 gSE

➤ Etape 3

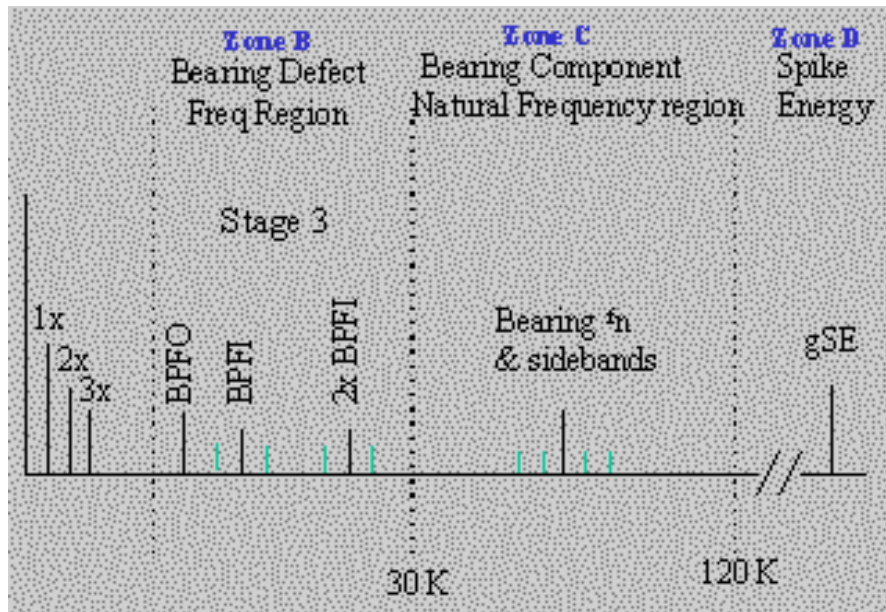


Fig 3.46: Spectre typique de la troisième étape

Les fréquences et les harmoniques de défaillance du roulement apparaissent quand son usure progresse. Plus d'harmoniques fréquents apparaissent et un nombre de bandes latérales croient autour d'elles et autour de la fréquence naturelle du roulement. La pointe d'énergie continue à croître jusqu'à 100 gSE. L'usure est maintenant étendue à l'ensemble du roulement quand il y'a croissance des bandes latérales autour des harmoniques fréquents des défaillances. Remplacer le roulement maintenant.

➤ Etape 4

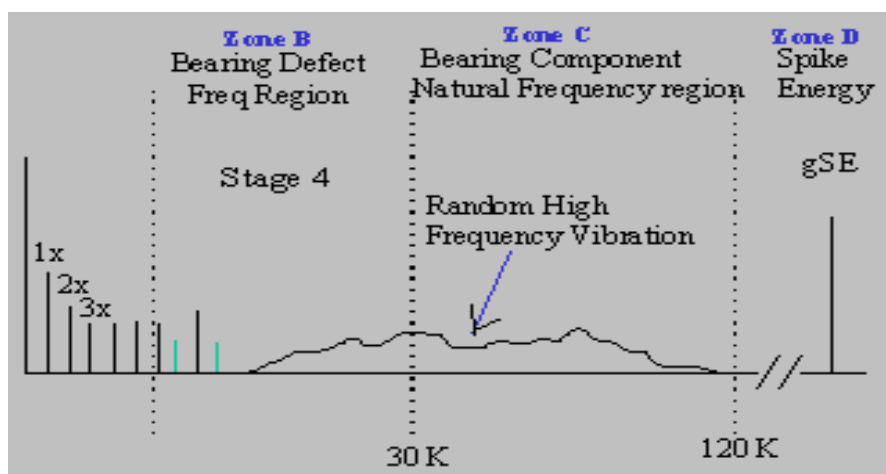


Fig 3.47: Spectre typique de la première étape

Arriver à la fin, l'amplitude de la 1x rpm est même affectée. Elle augmente et normalement provoque l'accroissement de plusieurs harmoniques de la vitesse de fonctionnement. Les harmoniques et les fréquences naturelles des composants tendent à disparaître et sont remplacées par un tapis de bruits aléatoire à large bande et de haute fréquence. En outre, les amplitudes du tapis de bruits de haute fréquence et la pointe d'énergie peuvent en fait décroître, mais juste avant la défaillance la pointe d'énergie croît habituellement à des amplitudes excessives.

4.10. Frottement du rotor

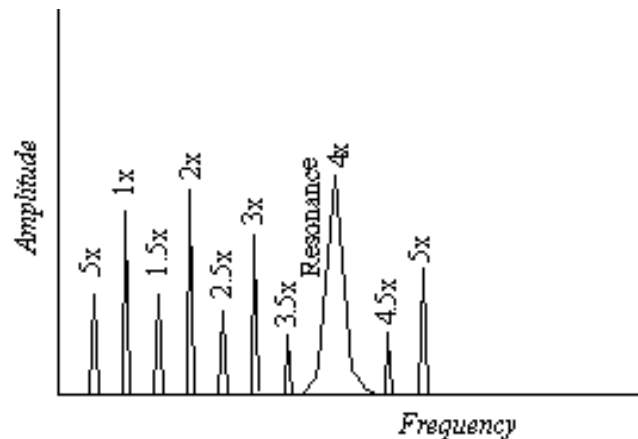


Fig 3.48 : Spectre typique de Type 'A'

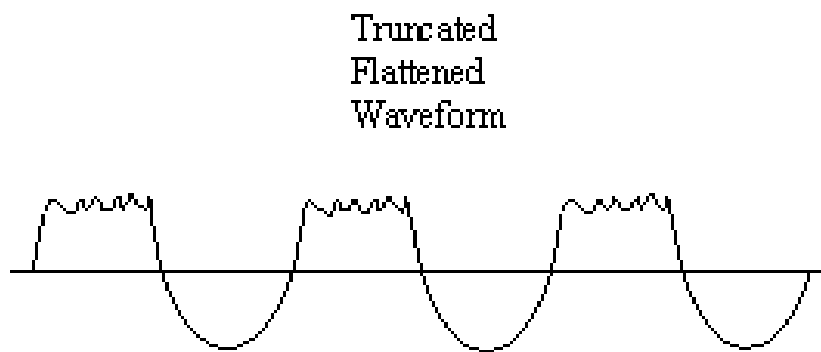


Fig 3.49 : Troncature et aplatissement de l'onde

Les frottements du rotor produisent un spectre similaire aux pertes mécaniques quand les parties tournantes se mettent en contact avec les parties statiques. Les frottements peuvent être partiels ou le long de toute la révolution. D'habitude ils génèrent une série de fréquences, le plus souvent provoquant une ou plusieurs résonances. Le plus souvent excite les fractions entières des sous harmoniques de la vitesse de fonctionnement ($1/2$, $1/3$, $1/4$, $1/5$, ..., $1/n$), tout dépend de l'endroit où les fréquences propres du rotor se trouvent. Les frottements du rotor peuvent produire plusieurs plus hautes fréquences (similaire au bruit à large bande quand un bâtonnet de craie est traîné sur un tableau). Ils peuvent être très sérieux et de courte durée si provoqués par le contact d'un arbre avec un palier, mais moins sérieux quand un arbre se frotte à un joint, des lames d'un agitateur frottant les parois d'un récipient, ou la protection d'un accouplement pressant contre un arbre.

4.11. Palier lisse

4.11.1. Usure et problèmes de jeu

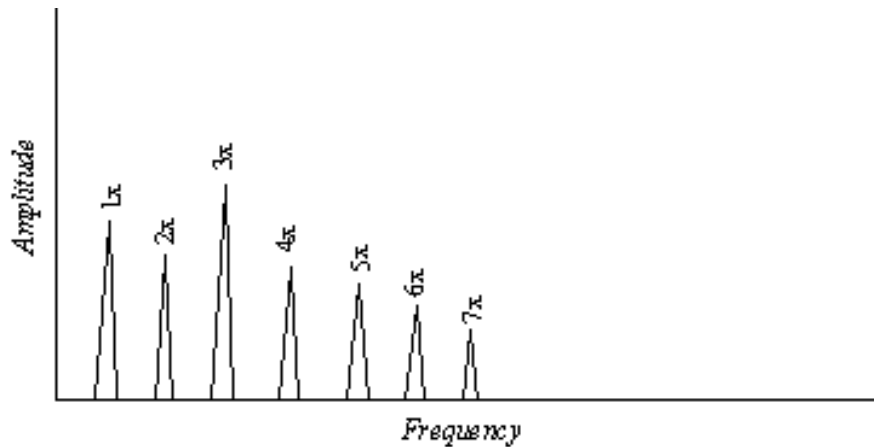


Fig 3.50 : Spectre relatif à l'usure d'un palier lisse

Les dernières étapes de l'usure d'un palier lisse sont caractérisées par la présence d'une série entière d'harmoniques à la vitesse de fonctionnement (jusqu'à 10 ou 20). Les frottements en continue au niveau des paliers lisse permettent d'avoir des amplitudes verticales plus hautes que les amplitudes horizontales. Les paliers lisses avec un jeu excessif peuvent tolérer un déséquilibre mineur et/ou un désalignement qui causent une vibration importante, et qui peut être réduite si le jeu du palier lisse était conforme aux spécifications du constructeur.

Les tolérances d'usinage des soies provoquent un faux-rond résiduel de l'arbre. Ce défaut génère des vibrations aux harmoniques de la fréquence de rotation (surtout $2 f_{\text{rotor}}$ et $3 f_{\text{rotor}}$). L'amplitude de ces vibrations dépend de la gravité du défaut.

4.11.2. Instabilité du coin et du film d'huile

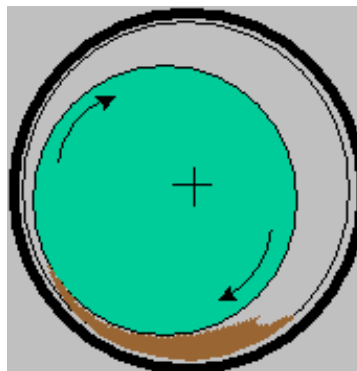


Fig 3.51 : Coin d'huile

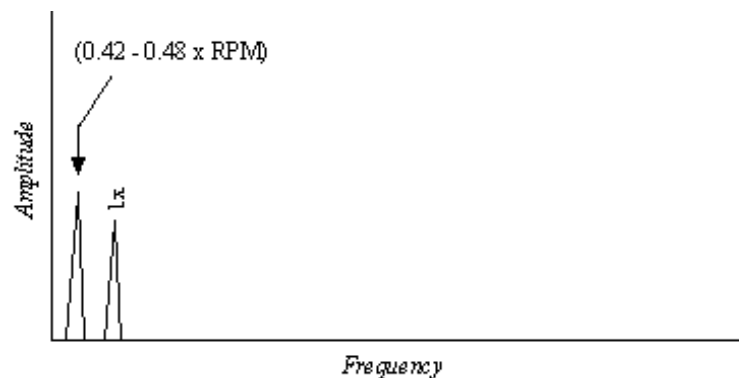


Figure 3.52 : Spectre typique d'un fouettement

Dans ce type de paliers, l'arbre tourne sur un film d'huile créé par la rotation de l'arbre qui forme ce que l'on appelle un *coin d'huile*, assurant le support de l'arbre et la distribution des efforts de pression. Ce film d'huile obéit aux lois sur l'écoulement des fluides. Il dépend donc de la qualité de l'huile, de sa température, des caractéristiques géométriques des paliers et du comportement vibratoire du rotor.

La concomitance de ces facteurs peut conduire à un certain déséquilibre créant un phénomène de **fouettement** (*oil whirl*) dont la fréquence évolue entre 40 et 50% de la fréquence de rotation du rotor. Cette fréquence est d'autant plus visible que l'arbre est faiblement chargé (instabilité).

On peut remédier à ce problème de plusieurs manières :

- modification des caractéristiques d'huile (viscosité, température.....)
- modification des caractéristiques des paliers (dimension, forme.....)
- augmentation de charge

4.12. Vibrations dues aux chocs

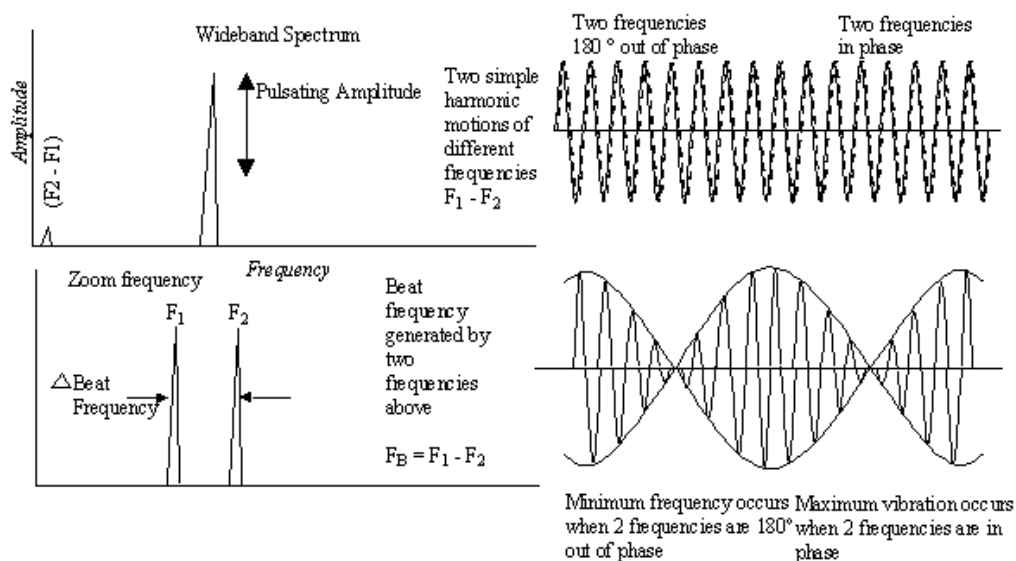


Fig 3.53 : Spectres relatifs au choc

Une fréquence de choc est la résultante de deux fréquences très proches l'une de l'autre donnant naissance tantôt à une synchronisation tantôt non. Le spectre à large bande montrera normalement un seul pic d'oscillation haut et bas. Si on agrandit ce pic (spectre le plus bas), ceci montrera deux pics très proches l'un de l'autre. La différence entre ces deux pics ($f_2 - f_1$) est la fréquence de choc qui elle-même apparaît sur le spectre à large bande. La fréquence de choc n'est pas couramment vue dans la plage des mesures de fréquence à cause de sa faible valeur. Souvent de l'ordre de 5 à 100 CPM approximativement.

La vibration maximale aura lieu à l'instant où l'onde de fréquence f_1 devient en phase avec l'autre fréquence f_2 . La vibration minimale se produit quand les ondes avec ces deux fréquences deviennent parfaitement en opposition de phase.

Remarques

- Dans tout ce sous chapitre consacré à l'application de l'analyse en fréquence, nous nous sommes attachés à définir des relations entre les excitateurs mécaniques et leur représentation dans le domaine des fréquences. Dans la plupart des cas, ces fréquences sont calculées pour une vitesse de rotation déterminée de l'arbre moteur. Tout changement à ce niveau rend le calcul caduc.
- La plupart des organes mécaniques des machines sont très sensibles aux variations de charge et de sollicitations. Il faut donc veiller à ce que les conditions de mesure soient identiques dans le cadre d'une comparaison de résultats.
- Il existe, dans un spectre issu d'une mesure sur machine tournante, deux types de composantes : celles qui sont liées à la chaîne cinématique f_{rotor} et d'autres indépendantes, qui sont en général l'image de résonance de la structure ou significatives de l'influence des paramètres extérieurs, comme les machines voisines.

Chapitre V

Etude de cas

Exemple 1 :

Equilibrage d'un ventilateur d'une tour de refroidissement

L'ensemble des données de vibrations collectées au niveau des moteurs des ventilateurs de la tour de refroidissement à quatre cellules, on données des niveaux irréguliers et particulièrement dans la direction axiale (environ 7 mm /s RMS à la fréquence de rotation) : Il a été noté aussi des oscillations de la tour de refroidissement dans la direction est/ouest. Les données collectées et empilées à partir des ventilateurs indiquaient une dominance des éléments tournants de ces derniers.

Les vibrations augmentaient ou diminuaient en fonction du couple de ventilateurs qui étaient en service à n'importe quel moment. Bien sur les quatre ventilateurs sont identiques et ont la même vitesse de rotation, donc les vibrations générées à partir d'une machine peuvent être transmises et dépendront de plusieurs facteurs ; la raideur structurale des ventilateurs, la transmissibilité, distance entre les cellules etc.

Avant de corriger ce problème nous avons besoin de localiser l'unité responsable des vibrations dans la tour de refroidissement (en supposant qu'une seul unité est source du problème).

Pour ce faire une séquence de tests était mise en place pour que deux ventilateurs soient en service à tout moment. Les exigences fonctionnelles ne toléreront pas que les ventilateurs fonctionnent indépendamment.

Les résultats de ces séquences sont donnés dans la figure 5.1.

Séquence à 2 ventilateurs

Fans	Amplitude (mm/s rms)
A + B	4.8 + 7
C + D	0.1 + 0.5
A + C	0.1 + 0.2
B + D	7.5 + 7.7
A + D	0.7 + 0.5
B + C	8.1 + 4.4

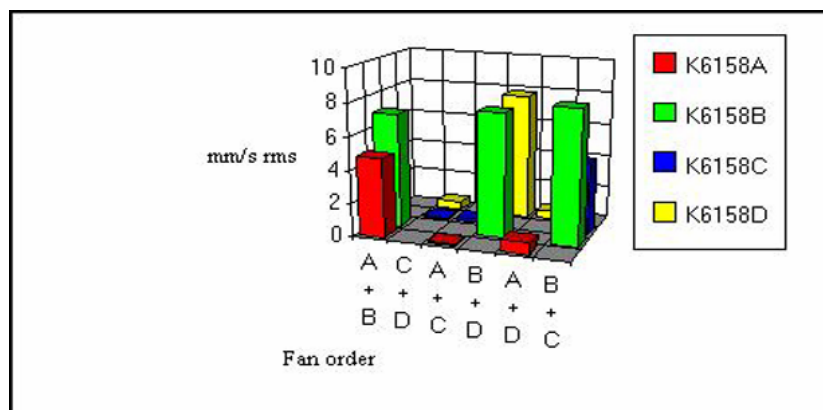


Fig 5.1 : Résultats du test des séquences à deux ventilateurs

Il a été recommandé qu'un équilibrage sur site doit être effectué sur le ventilateur de la machine « B » pour réduire les niveaux de vibrations.

Un capteur optique de référence de phase (tour top) et un accéléromètre étaient montés sur l'arbre de sortie du réducteur de vitesse.

Pendant cette opération il a été noté qu'un large bloc en acier (10kg) a été ajusté depuis un certain temps sur le moyeu du ventilateur, aussi, on a été ramené à constater que les bouts des trous des canalisations d'évacuation étaient trouvés obturés, ils étaient par la suite nettoyés.

Avec cette masse toujours en place les premiers relevés vibratoires ont donné un pic à la vitesse de rotation (300tr/min) de 6.6mm/s RMS.

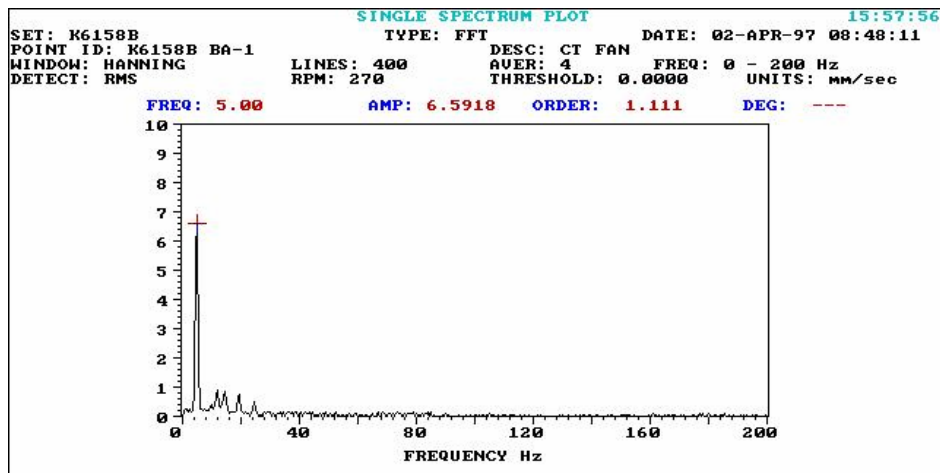


Fig 5.2: Premier relevé vibratoire

Une inspection à l'intérieur de la cellule a révélé la présence d'eau autour de la circonférence de la cellule à la hauteur du bout des pales et il est supposé que ceci provient des pales du ventilateur après nettoyage des trous d'écoulement.

Le ventilateur a été mis en service une deuxième fois mais cette fois-ci sans la masse. Le deuxième relevé vibratoire a présenté une diminution du pic (5Hz) à moins de 0.5mm/s RMS.

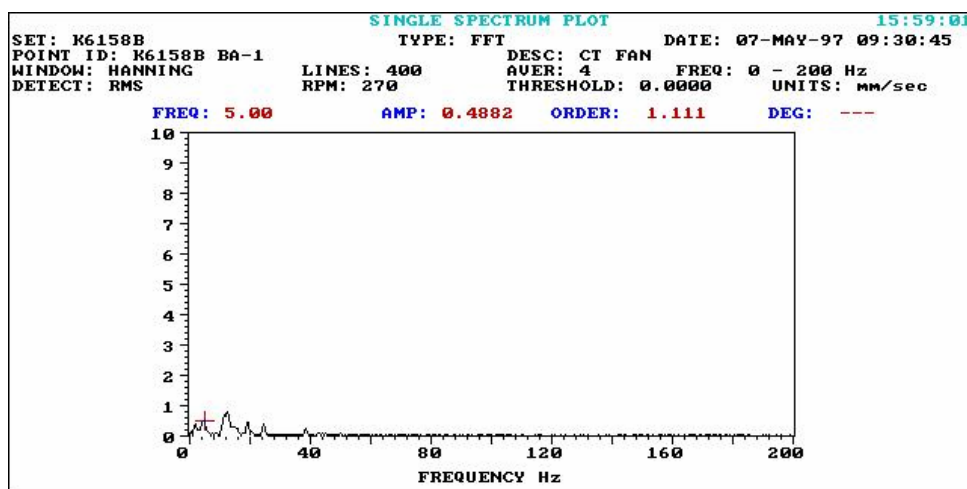


Fig 5.3: Deuxième relevé vibratoire

Conclusion

Clairement le problème était la masse de 10 kg. Aucune action supplémentaire n'était nécessaire du moment que le déséquilibre a été localisé et corrigé, Voir (Fig 5.2) et (Fig 5.3), qui donnent les conditions avec et sans la masse (10 kg).

Il est possible que cette masse ait été utilisée pour équilibrer l'effet de l'eau dans les pales du ventilateur.

Exemple2 :

Refroidisseur CT5- Défaillance de l'accouplement de l'arbre d'entraînement

Une étude de vibrations a été demandée sur la cellule n°1 d'un refroidisseur à 6 cellules. Cette demande était due à une vibration excessive du moteur signalée par le personnel de production.

Historiquement tous les niveaux enregistrés précédemment sur le même moteur ont été entre 0.8mm/s RMS et 2mm/s RMS, voir Fig 5.4.

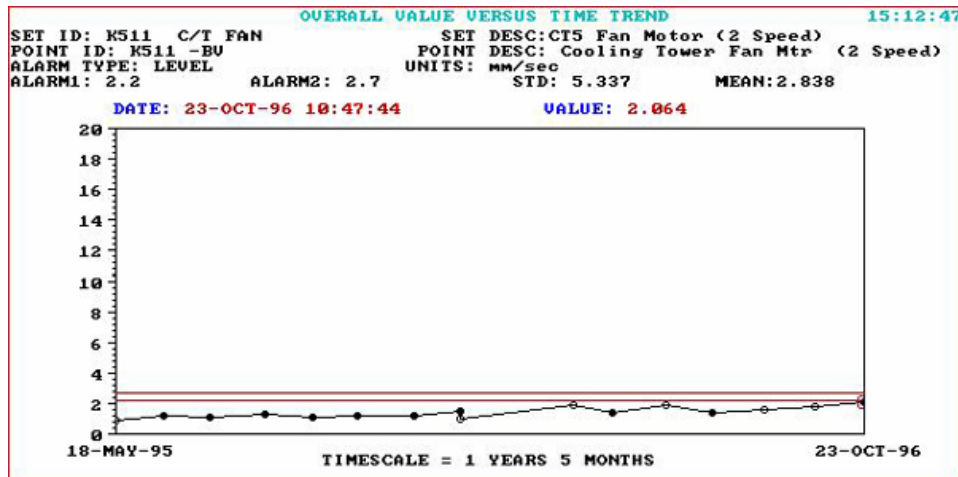


Fig 5.4 : Niveau global acceptable

Les données de vibration collectées le 7/01/1997 indiquaient un important changement en amplitude. Pour tous les niveaux enregistrés dans le moteur, le plus significatif est localisé au bout d'arbre du moteur dans le sens vertical avec une valeur globale enregistrée de **19.8mm/s RMS**, voir Fig 5.5.

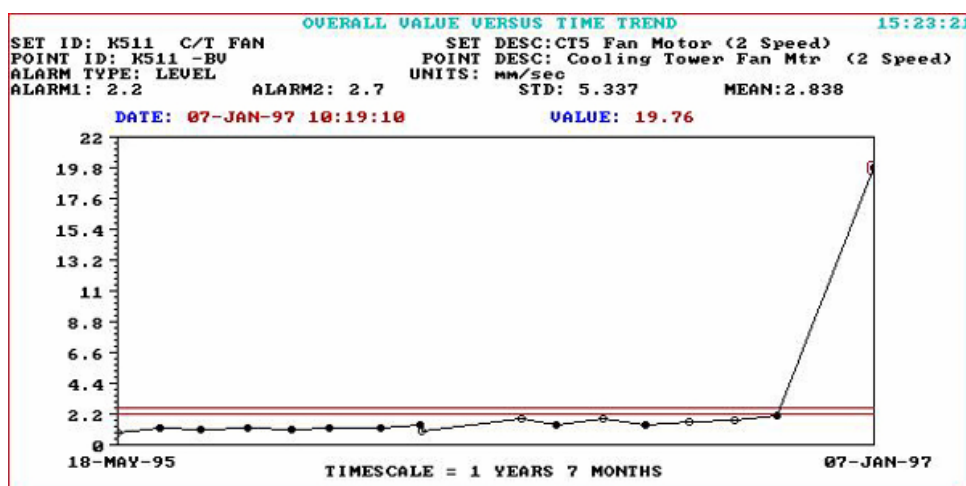


Fig 5.5 : Niveau global après défaillance

Le spectre de vibrations enregistrées à partir de cette position indiquait une composante dominante de 25 Hz (fréquence de rotation du moteur 1500 tr/min), voir Fig 5.6.

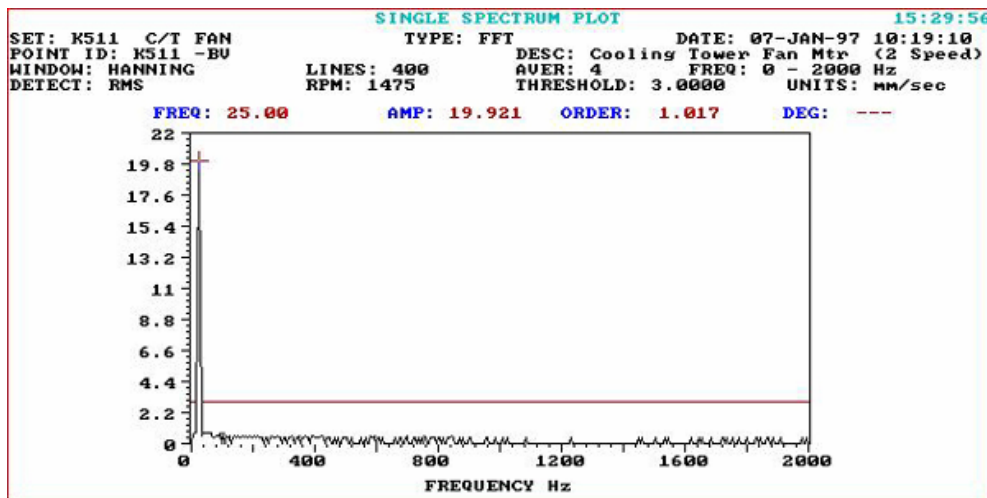


Fig 5.6 : Analyse spectrale

Une recommandation pour examiner les conditions d'accouplement entre l'arbre d'entraînement et le réducteur du ventilateur a été faite.

Après examen du système, il était évident qu'une moitié du caoutchouc de l'accouplement s'est détachée, voir Fig 5.7.

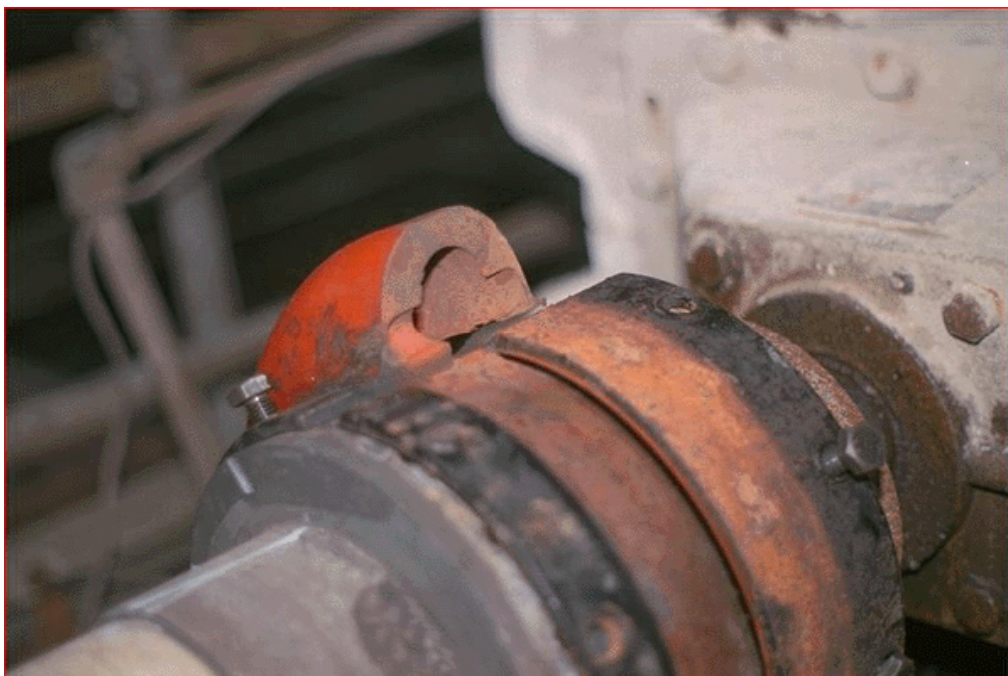


Fig 5.7 : Accouplement défaillant

Après l'installation d'un nouveau système d'accouplement neuf et après la remise en ligne des arbres, un nouveau prélèvement vibratoire nous a donné le réajustement des valeurs en dessous de la valeur d'alarme, voir Fig 5.8.

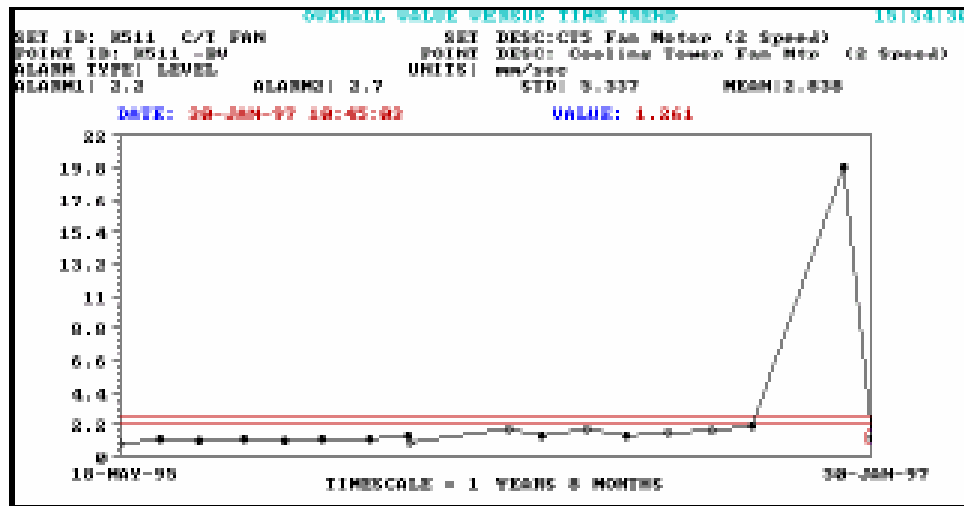


Fig 5.8 : Niveau global après intervention

Conclusion

La source du problème a été détectée et corrigée. D'autres problèmes ont été évités grâce à l'action rapide de toutes les parties.

Exemple3 :

Défaillance de la bague externe du roulement de palier

Une requête a été déposée pour la surveillance d'une pompe dont on suspecte un défaut au niveau du moteur d'entraînement électrique.

Cette machine n'était pas régulièrement sous surveillance vibratoire, par conséquent le niveau global n'était pas disponible.

Une fois la vitesse et le type de roulement ont été définis, cinq points ont été choisis sur le moteur, afin de collecter les mesures conjointement dans le plan horizontal et le plan vertical, le long des positions axiales.

Avec une largeur de la bande de fréquence de 2000 Hz, un balayage vers les hautes fréquences a permis la détection éventuelle de défections des roulements.

L'examen spectral des vibrations a indiqué des composants fréquentiels qui ont été attribuées à la défaillance du roulement, avec le maximum sur l'ensemble enregistré au niveau du palier du moteur dans la direction horizontale ; cependant, les indications spectrales les plus significatives ont été enregistrées dans la direction axiale.

Évidemment, le signal indique l'existence d'un pic à 155 Hz, avec une multitude d'harmoniques, voir Fig 5.9.

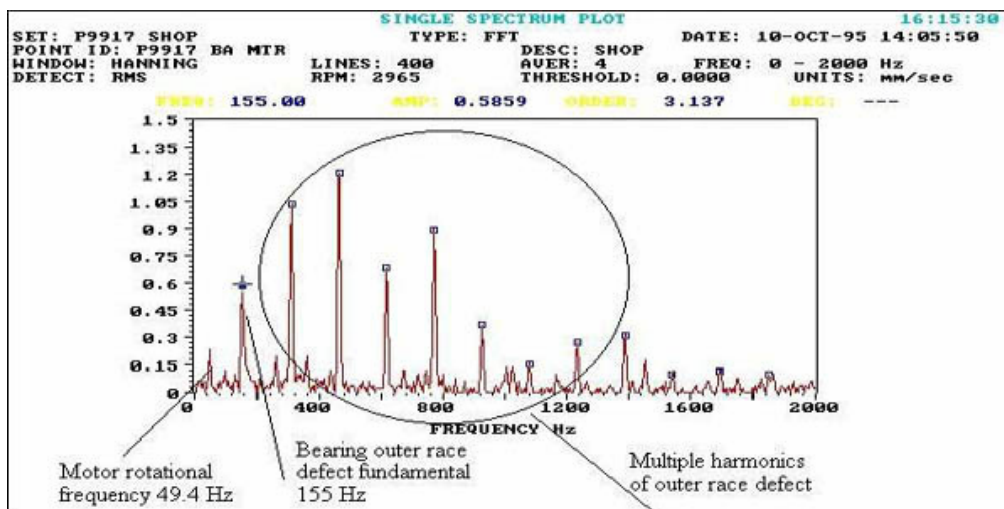


Fig 5.9 : Analyse vibratoire avant réparation

Cette fréquence est attribuée à la défaillance de la bague externe du palier du moteur, (Réf SKF 6314-c3) et déterminée par les calculs suivants :

$$BPFO = 0.5 Nn (1-(d/D) \cos \beta)$$

Où :

N : vitesse du moteur divisée par 60 = 49.4 (Hz)

n : nombre de billes ou de rouleaux = 8
 d : Bille/rouleau diamètre (mm) = 24 mm
 D : diamètre moyen (mm) = 110 mm
 β : angle de contact bille-bague = 0

Donc : $0.5 \times ((49.4 \times 8) \times (1 - (24/110))) \times \cos \beta = \underline{\underline{154.5 \text{ Hz}}}$

La figure 5.10 ci-dessous montre le même relevé vibratoire après avoir procédé au changement du roulement incriminé

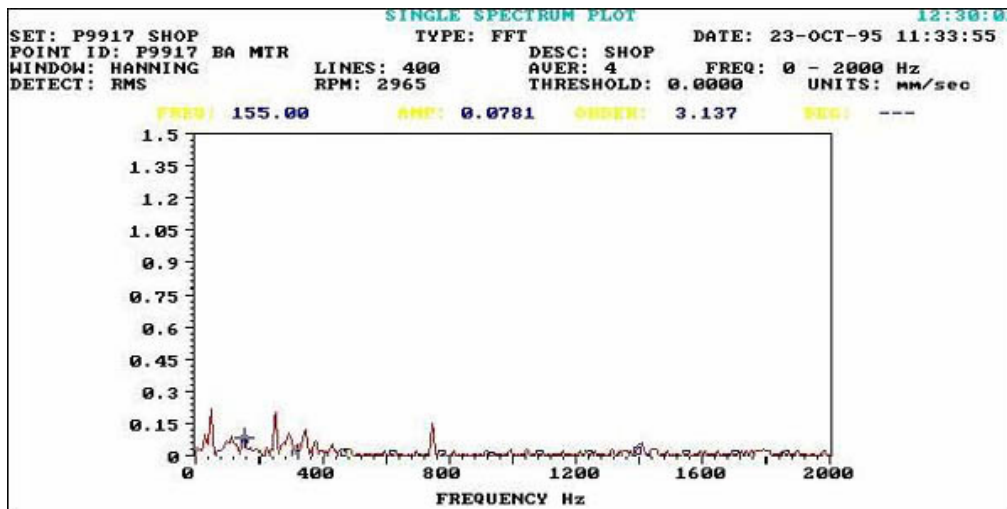


Fig 5.10 : Analyse vibratoire après réparation

Conclusion

En examinant le palier du moteur, une surface de 6 mm de diamètre approximativement a été endommagée (écaillée) sur la piste de roulement de la bague externe, voir Fig 5.11.



Fig 5.11 : Bague externe défaillante

Exemple4 :

Défaillance de la bague interne du roulement de palier D'une pompe d'alimentation d'une tour de refroidissement

La P502D est une pompe, qui fait partie d'un ensemble de quatre pompes identiques, alimentant une unité de production munie d'une tour de refroidissement.

L'ensemble des données des relevés vibratoires collectés au niveau du moteur électrique et des paliers de la pompe P502D le long des quatre dernières années étaient régulièrement bas et acceptables (1.5 à 2.5 mm/s) RMS.

Cette pompe a été mise hors service pour inspection programmée et n'a pas été testée pendant plusieurs semaines. Le 21/01/1998, durant des relevés vibratoires on a noté une augmentation record du niveau globale de la pompe P502D, voir Fig 5.12.

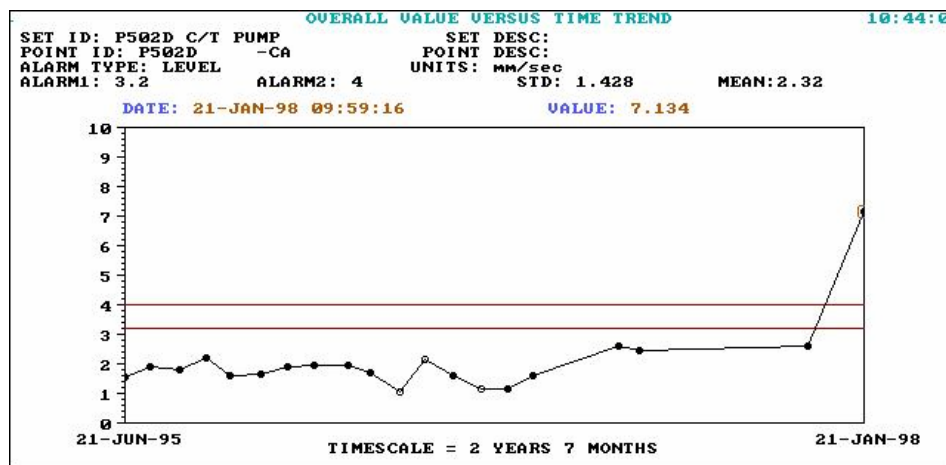


Fig 5.12 : Niveau global après défaillance

L'examen des vibrations spectrales a montré les composants fréquentiels qui correspondent aux fréquences de défaillance des rouleaux avec la bague interne du roulement (Réf RHP 318 C3) à un régime de rotation de la pompe de 740 tr/min. Cette fréquence de défaillance calculée (BPFI) est de 192.5 Hz, voir Fig 5.13.

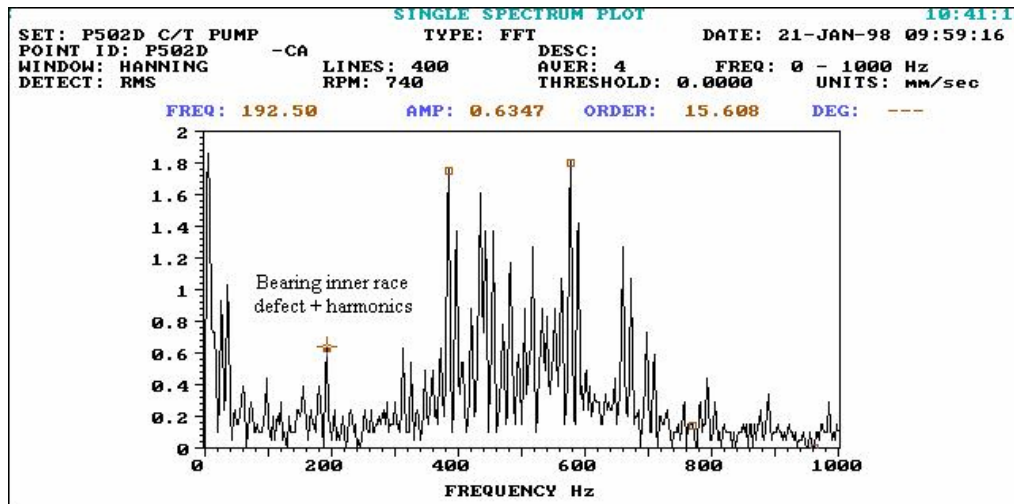


Fig 5.13 : Analyse spectrale

En examinant davantage les vibrations spectrales, on a constaté qu'il n'y avait pas seulement la fréquence de défaillance de la bague interne, mais aussi à travers la bande de fréquences il y avait à un certain degré un sous synchronisme vibratoire causé probablement par le passage des éléments roulants sur les particules métalliques qui s'incrustaient entre les éléments roulants et les pistes.

Une recommandation pour faire remplacer le roulement de la pompe a été faite.

Conclusion :

Par évidence l'inspection du roulement défaillant a montré une fissure mince le long de la largeur de la bague interne, voir Fig 5.14.



Fig 5.14 : Bague interne fêlée

Cette fêlure est responsable de la génération de le deuxième (2×192.5 Hz) et le troisième (3×192.5 Hz) harmonique, quand les rouleaux passent dessus.

Un examen de près des éléments roulants et des pistes des bagues a indiqué des irrégularités sur les surfaces causées par de petits brins de métaux qui forçaient entre les pistes et les éléments roulants quand ils passaient dessus et c'est la raison principale de l'existence du sous synchronisme vibratoire.

Exemple5 :**Défaillance d'un engrenage d'un réducteur de vitesse**

Les fréquences d'engrènement vibratoires sont faciles à reconnaître, mais difficiles à interpréter. Ceci est pour deux raisons :

- 1) Il n'est pas possible de placer le capteur le plus près de l'engrenage défaillant,
- 2) Le nombre des sources de vibrations dans les systèmes à plusieurs roues dentées nous donne un étalage complexe d'engrènements, modulation et une suite de vitesses fréquentielles.

Pour analyser les problèmes suspects d'engrenages, une résolution spectrale de l'analyseur est exigé, pour pouvoir capter sans perdre les données de la bande latérale. Les bandes latérales sont très importantes, ce qui permet à l'analyste de dire laquelle des roues d'un train d'engrenage est défaillante.

Le cas suivant, montre l'ineestimable aide qu'apporte l'analyse spectrale pour identifier un problème d'engrenage dans un réducteur de vitesse.

Les données de vibrations ont été collectées au niveau du moteur d'entraînement (moteur électrique), par un analyseur et des accéléromètres fixés magnétiquement, et au niveau du réducteur à l'entrée et à la sortie des arbres par un montage rigide des capteurs d'accélération. Voir Fig 5.15.

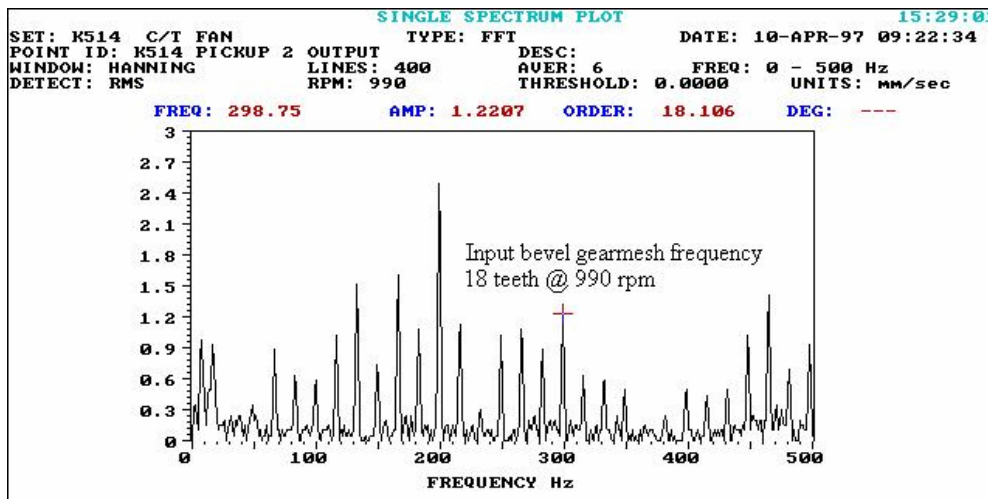


Fig 5.15 : Analyse spectrale

Du spectre ci-dessus, et connaissant la basse vitesse sélectionnée du moteur d'entraînement (990 RPM), on a pu identifier la fréquence d'engrènement du pignon conique d'attaque (297 Hz) et surtout la profusion des harmoniques de la fréquence de rotation de l'arbre 1 (16.5 Hz).

A partir des informations collectées et des données techniques du réducteur (Fig 5.16), on a pu conclure à la défaillance à un certain degré des dents du pignon conique d'attaque (18T).

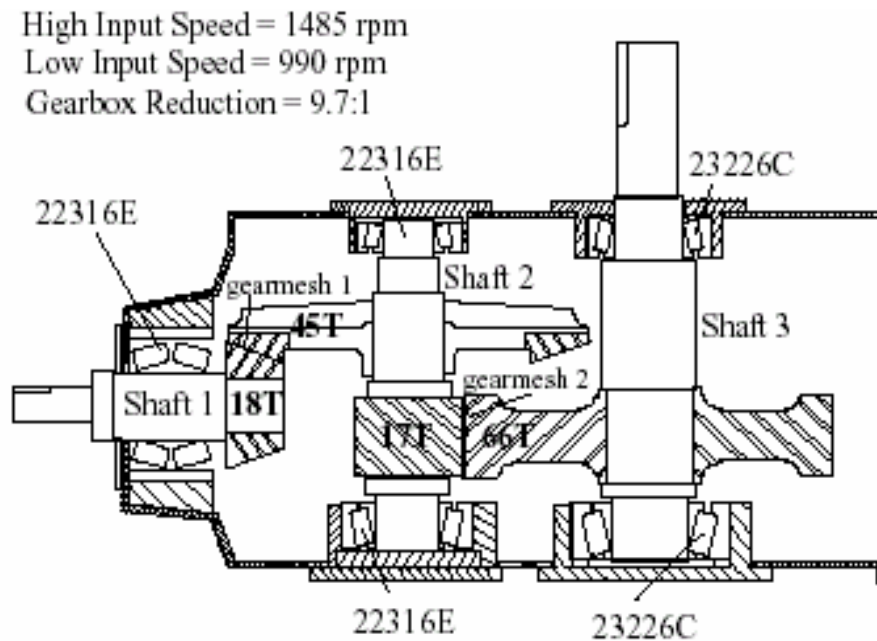


Fig 5.16 : Vue d'ensemble en coupe du réducteur

Conclusion :

L'examen du réducteur a montré l'exactitude du diagnostic. Il y a eu endommagement de plusieurs dents du pignon (18T) sur l'arbre d'entrée 1, voir Fig 5.17



Fig 5.17 : Endommagement du pignon sur l'arbre 1

Exemple 6:

Déséquilibre de l'accouplement d'une turbine

L'historique des données enregistrées montre un niveau vibratoire, jusqu'à l'arrêt de la machine, dans des proportions tout à fait normales pour tout les paliers lisses, que ce soit les relevés ou les déplacements relatifs.

La lecture des relevés vibratoires au niveau des paliers jusqu'au jour de l'arrêt étaient en dessous de 2mm/s.

Toutefois, durant le démarrage de la machine et à une vitesse de 7170 RPM, les relevés vibratoires relatifs dans le palier ont donné un niveau haut autour de 32 microns. Et quand on a augmenté la vitesse à 8500 RPM, on a constaté aussi une augmentation du déplacement à 43 microns, voir Fig 5.18.

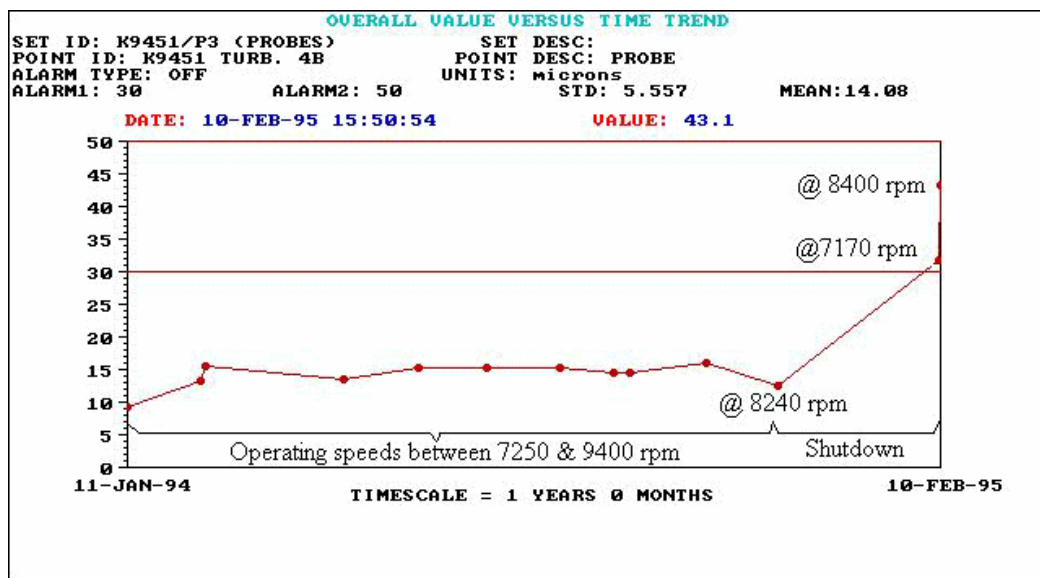


Fig 5.18 : La tendance du déplacement

L'examen du spectre vibratoire montre clairement une dominance de la fréquence de rotation avec une amplitude de 38 microns pic à pic indiquant les conditions d'un déséquilibre d'un élément tournant de la turbine.

Une investigation de l'historique de la turbine a révélé le montage d'un nouvel arbre pendant l'arrêt de janvier 1995.

Du côté compresseur, le niveau vibratoire est resté pratiquement inchangé par rapport aux valeurs des tests prévus.

La turbine est désaccouplée du compresseur, toujours avec le système d'accouplement en place. Actionné à 7250 RPM, on a obtenu une amplitude de moins de 10 microns. Clairement ça démontre que l'arbre de la turbine n'était pas en cause.

Notre attention a été attiré par le système d'accouplement, mais c'est toujours le même avant et après l'arrêt de la machine, d'autant plus, il a présenté un niveau vibratoire en dessous de

15 microns juste avant l'arrêt. Donc on a procédé à son démontage et à son remontage en prenant le soin de le faire dans une autre disposition.

Cette fois-ci la remise en marche de la machine à une vitesse de 9000 RPM a permis d'avoir un niveau vibratoire autour de 10 microns. Clairement, un mauvais montage du système d'accouplement été à l'origine du problème, voir Fig 5.19 et Fig 5.20.

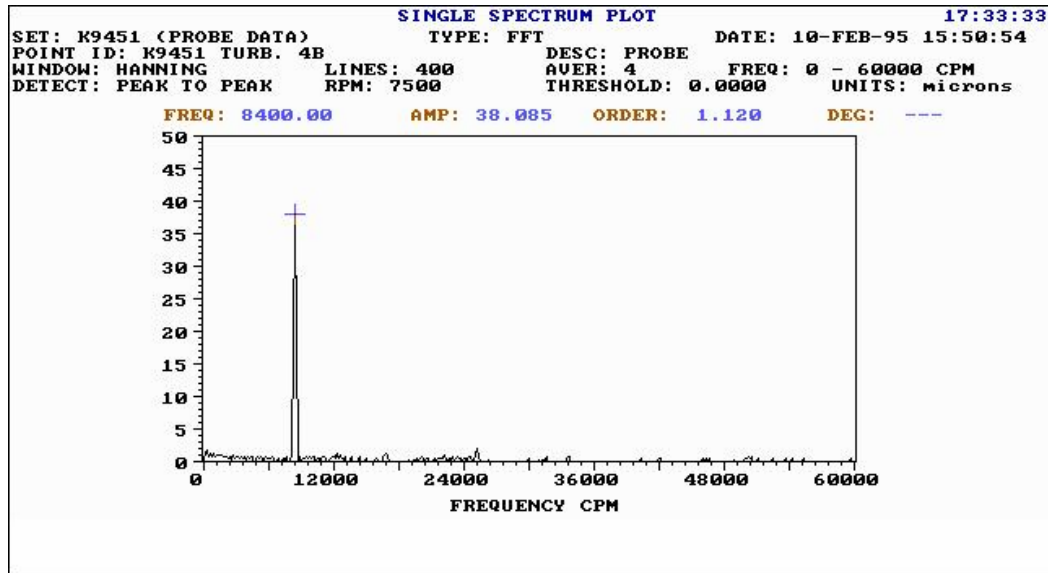


Fig 5.19 : Avant la correction du problème

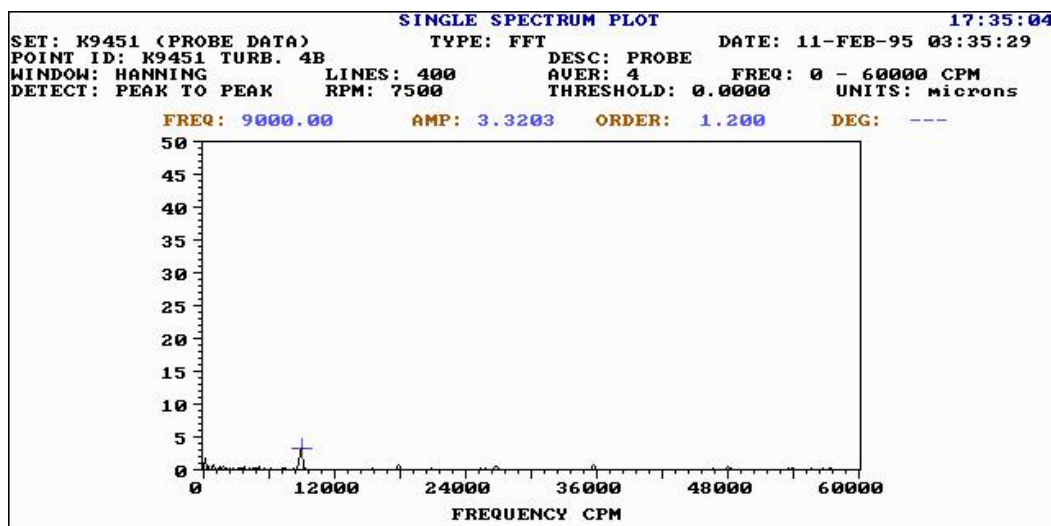


Fig 5.20 : Après correction du problème

Exemple 7:

Correction de l'équilibrage d'une pompe sur site

P2152B est une pompe électrique entraînant une pompe d'alimentation en eau d'une chaudière accouplée à un multiplicateur de vitesse (2970/5400 RPM) à deux arbres.

Cette machine fait partie d'un groupe de cinq machines programmées pour une surveillance vibratoire hebdomadaire et les relevés vibratoires, que ce soit dynamiques ou relatifs, étaient enregistrés sur l'ensemble multiplicateur-pompe.

Les vibrations enregistrées sur le moteur étaient en dessous de 1.2 mm/s, ce qui était un niveau acceptable. Les déplacements du multiplicateur au niveau de l'arbre à basse vitesse étaient en moyenne de 10 microns pic-pic, et au niveau de l'arbre à haute vitesse en moyenne de 11.5 microns pic-pic.

Les lectures des déplacements au niveau de la pompe, avant août 1989 et jusqu'à décembre 1992, étaient en dessous de 30 microns pic-pic et étaient acceptables. Toutefois, une augmentation légère de l'activité vibratoire a été observée après cette période. De décembre 1992 jusqu'à avril 1994, les mesures des déplacements au niveau du palier de la pompe d'alimentation étaient devenues irrégulières et plafonnées à 65 microns pic-pic, indiquant un probable problème au niveau de la pompe ou au niveau de l'accouplement.

L'examen du spectre a montré clairement une dominance de la composante spectrale à 90Hz (5400 RPM). En mai 1994, les relevés vibratoires ont frôlé les 95 microns pic-pic. Par conséquent, la pompe a été stoppée et expédiée pour révision, contrôle et correction (voir Fig 5.21).

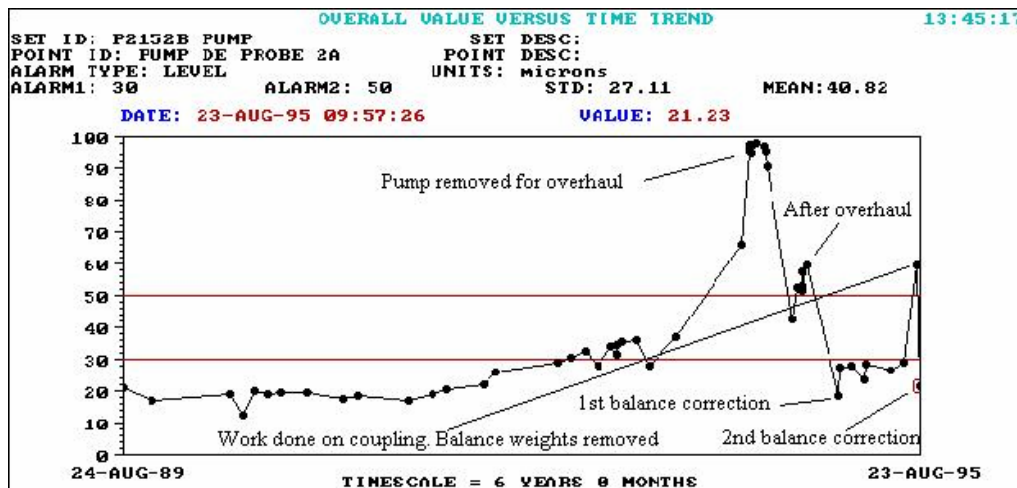


Fig 5.21 : Historique du niveau

Après la remise en marche, la collecte des données a révélé un niveau de vibrations excessives de 42 microns pic-pic, indépendamment de l'équilibrage de l'arbre de la pompe.

En janvier 1995, et pour réduire le déséquilibre résiduel au niveau de l'accouplement lui-même, une opération d'équilibrage sur site a été déclenchée.

Après une série de test de mesures en marche, et avec le poids de référence sur le système, nous avons pu calculer le poids de correction et sa position angulaire. Depuis, la machine a fonctionné, pendant 7 mois, à des niveaux vibratoires plus bas que 30 microns, jusqu'à un moment où l'accouplement a été soumis à une intervention routinière de maintenance. Après avoir accompli cette intervention, la machine est mise en marche de la machine. C'est alors qu'apparaissent des niveaux vibratoires autour 60 microns, ce qui a confirmé immédiatement que l'accouplement est à l'origine du problème. En examinant l'accouplement de près, on a noté que les poids de l'équilibrage original n'étaient pas remplacés pendant l'opération de maintenance, ce qui a exigé de refaire de nouveau l'équilibrage sur site. Les Figures 5.22 et 5.23 illustrent les relevés vibratoires avant et après l'opération.

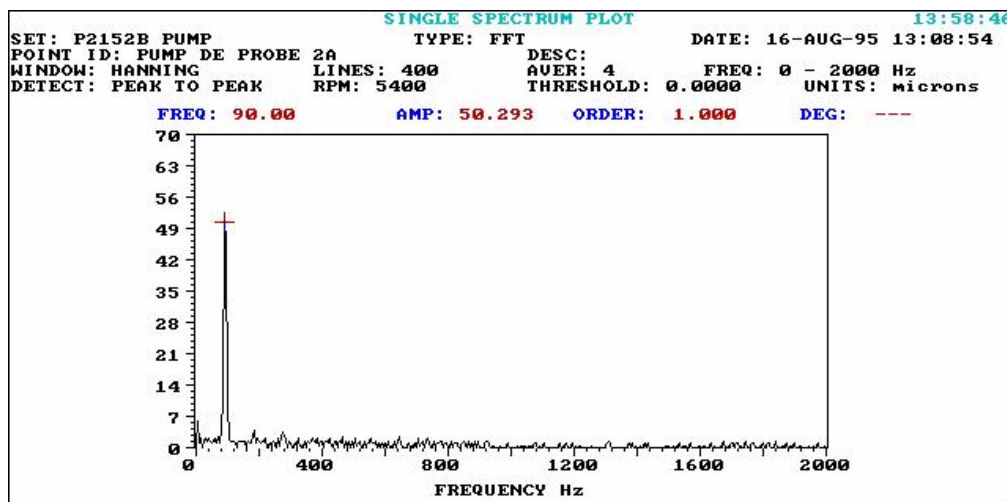


Fig 5.22 : Avant l'opération du deuxième équilibrage de l'accouplement

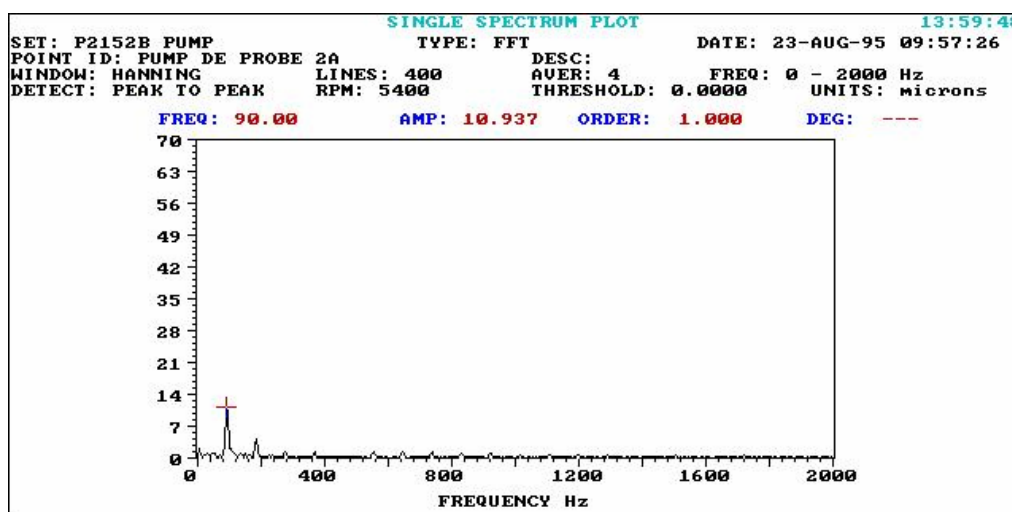


Fig 5.23 : Après l'opération du deuxième équilibrage de l'accouplement

Exemple 8:

Lubrification déficiente

Il arrive des fois que le roulement n'atteint pas sa durée de vie calculée. Il existe plusieurs raisons pour cela ; une charge plus importante que prévue, une lubrification inadéquate, mauvaise manipulation, étanchéité insuffisante et un ajustement serré des éléments du roulement. Chacun de ces facteurs produit un effet spécifique sur le palier.

L'étude historique de ce cas sert à démontrer la possibilité de détecter l'effet d'une lubrification inadéquate sur les éléments roulants.

La machine utilisée pour cette démonstration est un moteur d'un ventilateur d'une tour de refroidissement à deux vitesses 1475/990 RPM/90 hp (hp pour Horse Power).

Pendant le test du moteur par intermittence, un haut bruit émis à partir de ce qui a été suspecté comme dans le cas du palier. Une révision des lectures de vitesse RMS partout dans le moteur a montré des valeurs en dessous de 1mm/s qui sont considérées acceptables. Pour déterminer la cause de ce bruit, un ensemble de lectures d'accélération sur une plage jusqu'à 5000 Hz a été obtenu conjointement pour les mesures dans les sens vertical, horizontal et axial des paliers du moteur.

L'examen des deux valeurs dans le sens vertical, a révélé un effet de foin évident dans la région de 2000 à 3500 Hz (voir Fig 5.24).

Par expérience, ce type de spectre est généré par une réduction de la lubrification, effet résultant du contact métal-métal des éléments roulants du roulement. Si cette situation n'est pas corrigée, les frottements augmenteront et par conséquent la température de fonctionnement augmente aussi, ce qui provoquerait la défaillance des roulements.

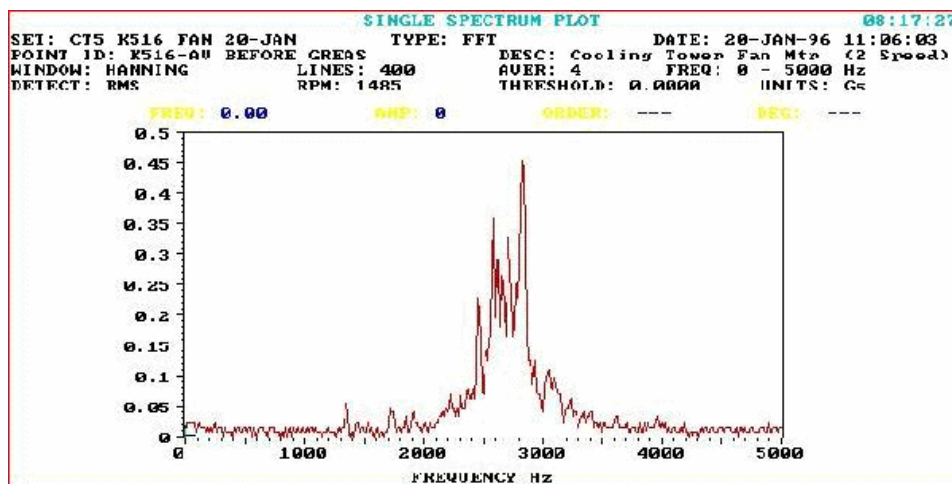


Fig 5.24 : Effet de foin

Une fois le diagnostic établi, il a été décidé de faire l'appoint en rajoutant de la graisse au roulement en deux fois jusqu'à l'obtention, par l'analyseur, d'un niveau spectral relativement plus bas (voir Fig 5.25).

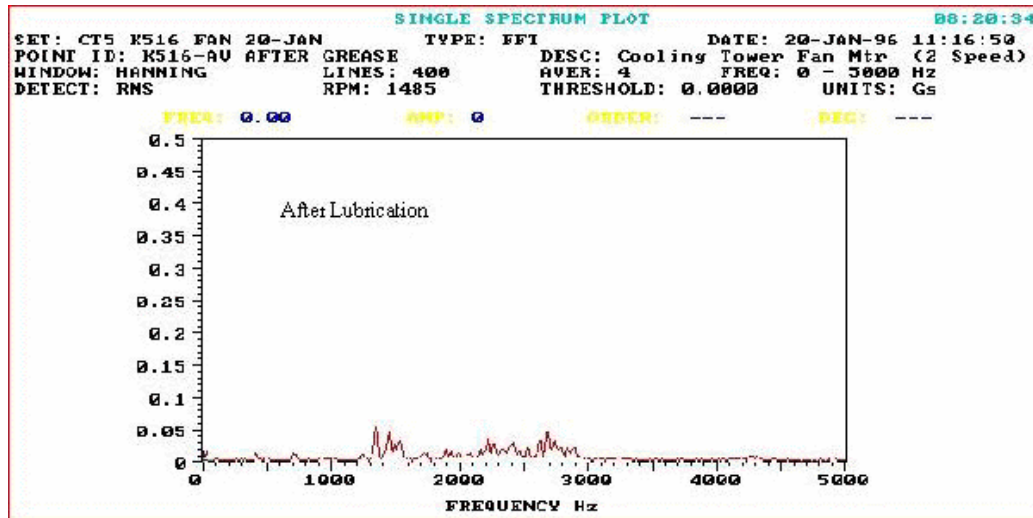


Fig 5.25 : niveau spectral après graissage